

**MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**UNIVERSITÉ ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE**

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE
MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : FABRICATION MÉCANIQUE ET PRODUCTIVE

PAR :

**HAMMICHE AMEL
SEDDAOUI MAHMOUD**

Thème

**Etude de conception et de fabrication
assistées par ordinateur d'un manipulateur
industriel pour la manutention de bobines de
papier**

Soutenu le 20/09/2022 devant le jury composé de :

Mr. BELAMRI. A	Président.
Mr. HADJOU. M	Rapporteur
Mr. IDIR. A	Examineur

Remerciements

Avant tout nous tenons à remercier Dieu le tout puissant de nous avoir donné le courage, la force et la volonté pour accomplir ce travail.

Nous tenons à exprimer nos vifs remerciements à notre encadrant, Mr HADJOU Madjid, pour sa disponibilité et son aide précieuse dans la réalisation de notre travail consigné dans le présent mémoire de fin d'études.

Nous tenons remercier chaleureusement les membres du jury pour l'honneur qu'ils nous ont fait en acceptant de siéger à notre soutenance .

Nous remercions également tous les enseignants du génie mécanique, plus particulièrement Mr BEKKA Djamel pour ses conseils et ses encouragements.

Nos remerciements vont aussi à tous ce qui, de près ou de loin, ont eu l'amabilité de contribuer à la réalisation de notre présent projet.

Dédicaces

Avec l'expression de ma reconnaissance, je dédie ce travail à ma famille qui m'a doté d'une éducation digne, son amour a fait de moi ce que je suis aujourd'hui.

*A **MON TRES CHER PERE**, Autant de phrases et d'expressions aussi éloquentes soient-elles ne sauraient exprimer ma gratitude et ma reconnaissance. Tu as su m'inculquer le sens de la responsabilité et de la confiance en soi face aux difficultés de la vie. Tes conseils ont toujours guidé mes pas vers la réussite. Ton encouragement sont pour moi le soutien indispensable que tu as toujours su m'apporter. Je te dois ce que je suis aujourd'hui et ce que je serai demain et je ferai toujours de mon mieux pour rester ta fierté et ne jamais te décevoir. Que dieu le tout puissant te préserve, t'accorde santé, bonheur et te protège de tout mal.*

*A **MA TRES CHERE MERE** , Autant de phrases aussi expressives soient-elles ne sauraient montrer le degré d'amour et d'affection que j'éprouve pour toi. Tu m'as comblé avec ta tendresse et affection tout au long de mon parcours. Tu n'as cessé de me soutenir et de m'encourager d'aurant toutes les années de mes études, tu as toujours été présente à mes cotés pour me consoler quand il fallait. Ce travail est signe de ma vive reconnaissance et mon profond estime. Puisse le tout puissant te préserve, te donne santé, bonheur et longue vie.*

*A **mon adorable petite sœur WISSAM**, Qui sait toujours comment procurer la joie et le bonheur pour notre famille. Sans doute la vie sans toi seras que simple et . Que dieu te protège et t'offre une joyeuse vie plein de bonheur et de réussite.*

*A **mes grands parents, mes tantes, mes oncles** qui n'ont jamais cessé de me conseiller, m'encourager et me soutenir. **Au défunt de mon oncele FAYCEL** qui nous a quitté si tot mais qui restera à jamais dans nos cœurs.. Dieu bénisse son âme.*

*A **mes meilleures amies HANANE, SABRINA** d'avoir été toujours au prés de moi, vous n'etes pas que des amies, mais vous faite partie de ma famille. Que dieu vous offre la joie et la réussite.*

*A **mes chers amis Sarah et Mahmoud** , pour le soutientet et l'aide que vous m'avez apporté durant ce travail.*

Amel

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à mes parents pour tous leurs efforts et sacrifices et qui ont toujours su me donner le courage, le soutien et la volonté pour aller de l'avant et devenir ce que je suis aujourd'hui.

À mes frères et sœurs qui ont toujours été derrière moi pour me fournir tous les moyens, encouragements et précieux conseils dont j'avais le plus besoin.

Enfin, je dédie ce travail en particulier tous mes amis de groupe en souvenir des moments heureux passés ensemble depuis le lycée, avec mes vœux sincères de réussites, bonheur, santé et de prospérité, à mon binôme avec qui j'ai partagé le plaisir de réaliser cet ouvrage, aux membres de ASC TAOURIRT, à tous mes amis de résidence avec qui partager des moments exceptionnels et à tous mes amis du village sans exception.

Mahmoud

Sommaire

Remerciements	1
Sommaire	4
I. Généralités sur les manipulateurs industriels.....	21
I.1 Manipulateurs industriels	21
I.1.1 Présentation	21
I.1.2 Classification des manipulateurs industriels	21
I.1.3 Application industrielle des manipulateurs industriels	22
I.1.4 Eléments constitutifs d'un manipulateur industriel.....	23
I.2 Principaux composants d'un manipulateur	24
I.2.1 La partie mécanique	24
I.2.1.1 Châssis	24
I.2.1.2 Outil de préhension	24
I.2.2 La partie électrique.....	25
I.2.2.1 Moteur électrique	25
I.2.2.2 Principe de fonctionnement	25
I.2.2.3 Type de moteurs électriques	25
I.2.2.3.1 Moteur pas à pas.....	26
I.2.2.3.2 Moteurs asynchrones.....	26
I.2.2.3.3 Moteurs à courant continu.....	26
I.2.2.3.4 Moteur synchrone.....	27
I.2.3 La partie hydraulique	28
I.2.3.1 Vérin hydraulique	28
I.2.3.1.1 Vérin à simple effet	28
I.2.3.1.2 Vérin a double effet.....	28
I.3 Cinématique des mécanismes.....	29
I.3.1 Schémas cinématiques.....	29
I.4 Conclusion.....	30
II. Conception et fabrication assistées par ordinateur	32
II.1 La conception assistée par ordinateur	32

II.1.1	Définition	32
II.1.2	Démarche d'un projet CAO	32
II.1.3	Les éléments d'un logiciel CAO	33
II.1.4	Avantages et inconvénients de la CAO	34
II.1.5	La CAO dans le contexte d'assemblage.....	34
II.2	Fabrication assistée par ordinateur	35
II.2.1	Définition	35
II.2.2	Processus de fabrication assistée par ordinateur	36
II.2.3	Principe de programmation de CN en FAO	36
II.2.4	Passage de la CAO à la FAO	36
II.3	Conclusion.....	37
III.	Etude et dimensionnement du manipulateur de bobines de papier.....	39
III.1	Présentation du support d'étude	39
III.2	Méthodologie de conception	40
III.3	Conception du bras manipulateur.....	41
III.3.1	Diagramme pieuvre	41
III.3.2	Liste des fonctions.....	42
III.3.3	Tableaux caractéristiques (CdCF).....	43
III.3.4	Solution	44
III.3.4.1	Système de serrage.....	44
III.3.4.2	Système de rotation.....	44
III.3.4.3	Système de guidage.....	44
III.3.4.4	Système de sécurité.....	44
III.3.5	Choix des matériaux.....	44
III.4	Dimensionnement des organes d'un manipulateur (calculs).....	46
III.4.1	Calcul des mors de la pince.....	46
III.4.1.1	Calcul de la force de serrage	46
III.4.1.2	Calcul des efforts tranchant et des moments fléchissant	49

III.4.1.3	Conditions de résistance	49
III.4.1.4	Vérification à la flexion	50
III.4.1.5	Choix des vérins.....	50
III.4.1.5.1	Choix Vérin N°1 (vérin de la pince).....	51
III.4.2	Longueurs des segments du bras manipulateur	54
III.4.3	Calcul de la longueur du segment N°2[AC] (l'avant- bras).....	55
III.4.4	Dimensionnement du bras (segment N°1)	55
III.4.4.1	Calcul à la flexion	55
III.4.4.2	Calcul de la résistance à la flexion.....	61
III.4.4.3	Calcul de la contrainte à la flexion	62
III.4.5	Choix Vérin N°2 (entre segment 1 et segment 2)	62
III.4.6	Dimensionnement de l'avant-bras.....	66
III.4.6.1	Cas : segment incliné	66
III.4.6.2	Cas : d'un vérin étendu	68
III.4.7	Choix Vérin N°3 (entre segment 2 et segment 3)	71
III.4.8	Dimensionnement des axes d'articulation.....	74
III.4.9	Dimensionnement de l'axe d'articulation entre le segment N°01 et le segment N°02	74
III.4.10	Dimensionnement de l'axe d'articulation entre le segment N°02 et le segment N°03	82
III.4.11	Vérification de la platine de fixation des vérins	91
III.4.11.1	Dimensionnement de la platine N°01	91
III.4.11.1.1	Calcul de l'épaisseur « e » de la platine N°01	91
III.4.11.1.2	Dimensionnement des boulons d'assemblage de la platine N°01	92
III.4.11.2	Dimensionnement de la platine N°02.....	94
III.4.11.2.1	Calcul de l'épaisseur « e » de la platine N°02	95
III.4.11.2.2	Dimensionnement des boulons d'assemblage de la platine N°02	96
III.4.11.3	Dimensionnement de la tige de fixation du vérin sur la platine :	98
III.4.11.3.1	Calcul de la tige N°01 de fixation du vérin N°01 sur la platine N°01 :	98
III.4.11.3.2	Calcul de la tige02 de fixation du vérin N°02	102
III.4.12	Dimensionnement du segment N°03	106

III.4.13	Les éléments de transmission de puissance	108
III.4.13.1	Choix du moteur	108
III.4.14	Eléments de guidage	110
III.4.15	Choix des roulements	110
III.4.15.1	Articulation segment 01/le support de fixation de la pince	110
III.4.15.2	Articulation segment 01/segment 02	111
III.4.15.3	Articulation segment 02/segment 03	111
III.4.16	Socle et bâti du bras manipulateur.....	112
III.4.17	Le bâti.....	112
III.5	Conclusion.....	113
IV.	Simulation et interprétation des résultats	115
IV.1	Définition	115
IV.2	Logiciel utilisé.....	116
IV.3	Démarche à suivre	116
IV.4	Présentation de la pince du bras manipulateur	117
IV.4.1	Application du matériau	117
IV.4.2	Condition aux limites	117
IV.4.3	Application des charges	118
IV.4.4	Génération de Maillage volumique	118
IV.4.5	Visualisation et analyse des résultats	119
IV.4.6	Solution	128
IV.5	Présentation de l'axe de fixation du vérin.....	133
IV.5.1	Application du matériau	133
IV.5.2	Condition aux limites	134
IV.5.3	Application de charges	134
IV.5.4	Génération de Maillage volumique	134
Figure IV-25	: Génération de Maillage volumique de la tige	135
IV.5.5	Visualisation et analyse des résultats	135

IV.6	Présentation de l'avant-bras	137
IV.6.1	Application du matériau	137
IV.6.2	Condition aux limites	138
IV.6.3	Application de charges	138
IV.6.4	Génération de Maillage volumique	138
IV.6.5	Visualisation et analyse des résultats	139
IV.7	Présentation de segment N°2.....	140
IV.7.1	Application du matériau	140
IV.7.2	Condition aux limites	141
IV.7.3	Application de charges	141
IV.7.4	Génération de Maillage volumique	142
	Figure IV-37 : Génération de Maillage volumique du segment 02.....	142
IV.7.5	Visualisation et analyse des résultats	142
IV.8	Présentation de segment N°3.....	145
IV.8.1	Application du matériau	145
IV.8.2	Condition aux limites	145
IV.8.3	Application des charges	146
IV.8.4	Génération de Maillage volumique	146
	Figure IV-44 : Génération de Maillage volumique du segment 03.....	147
IV.8.5	Visualisation et analyse des résultats	147
IV.9	Présentation de la platine.....	150
IV.9.1	Application du matériau	150
IV.9.2	Condition aux limites	150
IV.9.3	Application de charges	151
IV.9.4	Génération de Maillage volumique	151
	Figure IV-51 : Génération de maillage volumique de la platine.....	151
IV.9.5	Visualisation et analyse des résultats	152
IV.10	Présentation de l'axe d'articulation	153

IV.10.1	Application du matériau	153
IV.10.2	Condition aux limites.....	154
IV.10.3	Application de charges	154
IV.10.4	Génération de Maillage volumique	155
	Figure IV-57 : Génération de Maillage volumique d'axe d'articulation.	155
IV.10.5	Visualisation et analyse des résultats.....	155
IV.11	Conclusion	157
V.	Fabrication assistée par ordinateur (FAO).....	159
V.1	Machine CNC coupe plasma.....	159
V.2	Les étapes de fabrication de la pince.....	159
V.3	Importation du modèle	160
V.4	Générer le parcours d'outil.....	160
V.5	Créer un fichier NSTING	160
V.5.1	Définir la tôle	160
V.5.2	Positionnement optimale des pièces.....	161
V.6	Simulation des parcours d'outils	162
V.7	Enregistrement des programmes G-Code des parcours d'outils d'usinage.....	164
V.8	La pièce Finale	165
V.9	Conclusion.....	166
	Conclusion générale	168
	Annexes	170
	Annexe 01.....	171
	Annexe 02.....	172
	Annexe 03.....	173
	Annexe 04.....	174
	Annexe 05.....	175
	Annexe 06.....	176
	Annexe 07.....	177
	Annexe 08.....	178

Annexe 09.....	180
Annexe 10.....	182
Annexe 11.....	183
Références bibliographiques.....	184

Listes des figures

Figure I.1.a : Manutention d'une bobine de forme cylindrique[1].....	21
Figure I.2 : Les différents secteurs d'utilisation des manipulateurs[1].....	23
Figure I.3 : un outil de prise à ventouses [2].....	25
Figure I.4 : un outil de prise avec poignée longue [1]	25
Figure I.5 : un outil de prise avec pince [3]	25
Figure I.6 :un moteur électrique[6].....	25
Figure I.7 : machine asynchrone à rotor bobiné[9].....	26
Figure I.8 : Constitution du moteur à Courant continu[10].	27
Figure I.9 : Structure d'un moteur synchrone à 2 paires de pôles[11].	28
Figure I.10 :vérin hydraulique à simple effet.	28
Figure I.11 : vérin hydraulique à double effet[12].....	29
Figure I.12 :Schémas cinématique d'un robot manipulateur[15].	30
Figure II.1 : Maquette numérique dessinée sur SOLIDWORKS.	32
Figure II.2 :simulation sur SolidWorks.	33
Figure II.3 : Modèle virtuel d'une sculpture[16].....	33
Figure II.4 : Modèle physique d'une sculpture[16].	33
Figure II.5 :Processus de FAO[19].....	36
Figure II.6 : Interaction entre la CAO et FAO suivant le cycle d'un produit[19].	37
Figure III.1 : Bobine de papier.	39
Figure III.2 : Démarche de conception.	41
Figure III.3 : Diagramme pieuvre du système à concevoir.	42
Figure III.4 :Bilan de forces.....	46
Figure III.5 : position horizontale de la bobine	47
Figure III.6 : Schématisation de la poutre soumise aux efforts	48
Figure III.7 : schématisation des effort tronçon 1 (A).....	49
Figure III.8 : Coefficient de fixation et mode de fixation.....	52
Figure III.9 : Abaque des diamètres et alésages des vérins hydraulique.	53
Figure III.10 : Dessin d'assemblage du vérin hydraulique.....	54
Figure III.11 :Schémas cinématique de notre système.....	54
Figure III.12 : différents dimensionnes du bras manipulateur fait sur SolidWorks cas les vérins à l'état initial.....	55
Figure III.13 : Longueurs des différents segments du bras manipulateur	56

Figure III.14 : bilan des force segment 1	56
Figure III.15 : schématisation des effort tronçon 1	58
Figure III.16 : schématisation des efforts tronçon 2	58
Figure III.17 :Diagrammes des efforts tranchant et moments fléchissant.	60
Figure III.18 : schématisation des efforts cas horizontal	61
Figure III.19 : dessin SolidWorks segment 1.	62
Figure III.20 : Coefficient fixation et mode de fixation.	64
Figure III.21 : Abaque des diamètres et alésages des vérins hydraulique	65
Figure III.22 : Dessin d'assemblage du vérin hydraulique	66
Figure III.23 : bilan des forces segment 2	66
Figure III.24 :Diagrammes des efforts tranchant et moments fléchissant.	68
Figure III.25 : Bilan des forces segment 2 cas vérin tendu	69
Figure III.26 : Diagrammes des efforts tranchants et moments fléchissants.....	70
Figure III.27 : dessin SolidWorks segment 2.	71
Figure III.28 :Coeficient fixation du mode de fixation.....	72
Figure III.29 : Abaque des diamètres et alésages des vérins hydraulique	73
Figure III.30 : Dessin d'assemblage du vérin hydraulique	74
Figure III.31 : bilan des forces d'axe d'articulation segment 1/2 plan vertical.....	74
Figure III.32 : schématisation des efforts des moments fléchissants et des efforts tranchants.	76
Figure III.33 : Diagrammes des efforts tranchants et moments fléchissants.....	77
Figure III.34 : bilan des forces d'axe d'articulation segment 1/2 plan horizontal.....	78
Figure III.35 : schématisation des moments fléchissants et efforts tranchants.....	79
Figure III.36 : Diagrammes des efforts tranchant et moments fléchissant.	80
Figure III.37 : bilan des force d'axe d'articulation segment 2/3 plan vertical.	83
Figure III.38 : schématisation des effort des moments fléchissant et des efforts tranchants.	84
Figure III.39 : Diagrammes des efforts tranchant et moments fléchissant.	85
Figure III.40 : bilan des forces d'axe d'articulation segment 1/2 plan horizontal.....	86
Figure III.41 : schématisation des effort des moments fléchissant et efforts tranchants.	87
Figure III.42 : Diagrammes des efforts tranchants et moments fléchissant.....	88
Figure III.43 : Dessin d'axe d'articulation entre segment 1/2 et entre segment 2/3.	90
Figure III.44 :Dessin SolidWorks de la platine.	91
Figure III.45 : Dessin SolidWorks de la platine	95

Figure III.46 : Bilan des forces de la tige de fixation 1.....	99
Figure III.47 :schématisation des effort tronçon 1.....	100
Figure III.48 : schématisation des effort tronçon 2.....	100
Figure III.49 : Diagrammes des efforts tranchants et moments fléchissant.	101
Figure III.50 : Bilan des forces de la tige de fixation 2.....	103
Figure III.51 : schématisation des effort tronçon 2.....	103
Figure III.52 : schématisation des effort tronçon 2.	104
Figure III.53 : Diagrammes des efforts tranchants et moments fléchissant.	105
Figure III.54 :dessin SolidWorks de la tige de fixation du vérin sur la platine.....	106
Figure III.55 : diagramme des moment fléchissant subit par segment 3.....	107
Figure III.56 :dessin SolidWorks segment 3.	108
Figure III.57 : dessin SolidWorks du socle.	112
Figure III.58 : dessin SolidWorks du bâtis et la base du bâtis.....	113
Figure IV.1 : Présentation du processus de simulation.....	115
Figure IV.2 :la conception finale de la pince.....	117
Figure IV.3 :Application de la géométrie fixe.....	118
Figure IV.4 :Application des forces.....	118
Figure IV.5 : Illustration des différents maillages.	119
Figure IV.6 :contraintes de VonMises (maillage 1).....	120
Figure IV.7 : contraintes de VonMises (maillage 2).....	121
Figure IV.8 : contraintes de VonMises (maillage 3).....	122
Figure IV.9 : Ensemble des déplacements (maillage 1).	123
Figure IV.10 : Ensemble des déplacements (maillage 2).	123
Figure IV.11 : Ensemble des déplacements (maillage 3).....	124
Figure IV.12 : Déformations équivalentes élastiques (maillage 1).....	125
Figure IV.13 : Déformations équivalentes élastiques (maillage 2).....	125
Figure IV.14 : Déformations équivalentes élastiques (maillage 3).....	126
Figure IV.15 : ensemble des coefficients de sécurité (maillage 1).	127
Figure IV.16 :ensemble des coefficients de sécurité (maillage 2).	127
Figure IV.17 : ensemble des coefficients de sécurité (maillage 3).	128
Figure IV.18 : Modification apportées.....	129
Figure IV.19 : contraintes VonMises.....	130
Figure IV.20 : Déplacements enregistrés.	131

Figure IV.21: déformations enregistrées.....	132
Figure IV.22: Coefficients de sécurité enregistrés.....	133
Figure IV.23 : Géométrie fixe de la tige.....	134
Figure IV.24 : Application des efforts sur la tige.....	134
Figure IV.25 : Génération de Maillage volumique de la tige.....	135
Figure IV.26 : Contrainte de Von Mises.....	136
Figure IV.27 : Déplacement total de la tige.....	137
Figure IV.28 : Déformation équivalente élastique de la tige.....	137
Figure IV.29 : La géométrie fixe du segment 01.....	138
Figure IV.30 : Application des efforts sur segment 01.....	138
Figure IV.31 : Génération de Maillage volumique du segment 01.....	139
Figure IV.32 : Contrainte de Von Mises du segment 01.....	139
Figure IV.33 : Déplacement total du segment 01.....	140
Figure IV.34 : Déformation équivalente élastique du segment 01.....	140
Figure IV.35 : La géométrie fixe du segment 02.....	141
Figure IV.36 : Application des efforts sur segment 02.....	142
Figure IV.37 : Génération de Maillage volumique du segment 02.....	142
Figure IV.38 : Contrainte de Von Mises du segment 02.....	143
Figure IV.39 : Déplacement total du segment 02.....	143
Figure IV.40 : Déformation équivalente élastique du segment 02.....	144
Figure IV.41 : simulation de la solution adoptée pour segment 02.....	145
Figure IV.42 : Géométrie fixe segment 03.....	146
Figure IV.43 : Application des efforts sur segment 03.....	146
Figure IV.44 : Génération de Maillage volumique du segment 03.....	147
Figure IV.45: Contrainte de Von Mises du segment 03.....	147
Figure IV.46 : Déplacement total du segment 03.....	148
Figure IV.47 : Déformation équivalente élastique du segment 03.....	149
Figure IV.48 : Simulation de la solution adopté pour segment 03.....	150
Figure IV.49 : Géométrie fixe de la platine.....	151
Figure IV.50 : Application des efforts sur la platine.....	151
Figure IV.51 : Génération de maillage volumique de la platine.....	151
Figure IV.52 : Contrainte de Von Mises de la platine.....	152
Figure IV.53 : Déplacement total de la platine.....	153

Figure IV.54 : Déformation équivalente élastique de la platine.	153
Figure IV.55 : Géométrie fixe d'axe d'articulation.	154
Figure IV.56 : Application des efforts sur l'axe d'articulation.....	155
Figure IV.57 : Génération de Maillage volumique d'axe d'articulation.....	155
Figure IV.58 : Contrainte de cisaillement d'axe d'articulation.....	156
Figure IV.59 : Déplacement total d'axe d'articulation.	156
Figure IV.60 : Déformation équivalente élastique d'axe d'articulation.	157
Figure V.1 :Découpeuse Plasma [24].....	159
Figure V.2 : Importation de la pièce sous format STEP.	160
Figure V.3 :Génération de parcours d'outil.	160
Figure V.4 : Définir les tôles.....	161
Figure V.5 :L'espace entre une pièce et une autre.	161
Figure V.6 : Positionnement des pièces sur la première tôle.	162
Figure V.7 : Positionnement des pièces sur la deuxième tôle.	162
Figure V.8 :Positionnement des pièces sur la troisième tôle.	162
Figure V.9 :Simulation des parcours d'outils.	163
Figure V.10 : Captures des programmes enregistrés.	165
Figure V.11 : Pièces obtenues.....	166

Listes des tableaux

Tableau II.1 : Avantages et inconvénients de la CAO.	34
Tableau III.1 : Liste des fonctions que le système doit satisfaire.....	43
Tableau III.2 : Tableau caractéristique – Cahier des Charges Fonctionnel.	43
Tableau III.3 : Caractéristiques du 42CrMo4.....	44
Tableau III.4 : Caractéristique des aciers de construction.	45
Tableau III.5 :Caractéristiques du S275JR.....	45
Tableau III.6 : les dimensionnes des bobines de papier utiliser chez Général emballage.....	46
Tableau III.7 : les caractéristiques de choix du vérin hydraulique.....	51
Tableau IV.1 : Types de maillages générés.	119
Tableau IV.2 : types de maillage générés	129

Introduction générale

Les manipulateurs industriels sont destinés à faciliter les tâches pour l'homme, pour remédier à la pénibilité du travail et à amplifier le rendement.

Ces manipulateurs sont des systèmes d'aide à la manutention des objets dans le milieu de travail. Aujourd'hui, plusieurs secteurs de l'industrie se sont basés sur l'utilisation des manipulateurs industriels, allant de l'industrie agroalimentaire passant par l'industrie automobile, l'industrie du carton et d'emballage jusqu'à l'industrie spatiale et aéronautique.

L'objectif de ce travail consiste en une étude de conception et fabrication assistée par ordinateur d'un manipulateur industriel, qui permettra de saisir et de manipuler avec fluidité, une bobine de papier destiné au façonnage des emballages.

Le présent travail s'articule de la manière suivante :

- Le premier chapitre de ce travail porte sur une recherche bibliographique sur les manipulateurs industriels a été présenté, ainsi que leurs types et leurs applications dans le secteur industriel. Ensuite, nous allons exposer les composantes constitutives essentielles de ces systèmes.
- Le deuxième chapitre est consacré à la présentation de la conception et la fabrication assistées par ordinateur, les logiciels utilisés. Ensuite, donner un aperçu sur le processus qu'il faut suivre lors de la réalisation d'un projet de conception. Enfin, montrer la relation entre ces deux procédures et comment passer de la CAO à la FAO.
- Dans le troisième chapitre la conception du manipulateur et l'élaboration d'un cahier des charges fonctionnel ont été réalisés, ainsi que des solutions technologiques qui permettent de satisfaire le besoin exprimé dans le cahier des charges. Enfin nous passerons à l'étude statique de la structure et dimensionnement des différents organes les plus vulnérables. Les efforts tranchants et les moments fléchissant vont être vérifiés par le logiciel RDM10.
- La simulation numérique 3D du comportement des pièces principales de ce système a été analysé par la Méthode des Eléments Finis (MEF) et les principaux résultats obtenus sont présentés.

- La dernière partie de l'études a été consacré aux étapes nécessaires de la fabrication des pièces sur mesure avec usinage CNC (importation du modèle, génération d'un programme, simulation et réalisation) en utilisant un logiciel FAO. Enfin le travail s'achèvera par une conclusion générale relative à l'étude effectuée.

Chapitre I :

Généralités sur les

manipulateurs industriels

I. Généralités sur les manipulateurs industriels

L'objectif de ce chapitre est de présenter les grandes thématiques qui sont en relation avec notre projet d'étude. Nous proposons une recherche bibliographique sur les manipulateurs industriels, leurs types ainsi que leurs applications dans le secteur industriel. Ensuite, nous allons exposer les composantes constitutives essentielles de Ces systèmes. Et enfin une étude sur leurs cinématiques.

I.1 Manipulateurs industriels

I.1.1 Présentation

Les manipulateurs industriels sont des équipements industriels d'aide à la manutention. Ils peuvent saisir et manipuler avec fluidité de mouvement et précision dans le positionnement des charges, quelles que soient leurs caractéristiques géométriques avec beaucoup de facilité et permettent ainsi aux utilisateurs d'effectuer une manutention précise, pratique toute en annulant la fatigue de l'opérateur en toute sécurité et ergonomie. L'utilisation des manipulateurs industriels apparaît aujourd'hui dans plusieurs domaines d'activités : l'agroalimentaire, l'industrie automobile, l'électroménager, etc.



Figure I.1.a : Manutention d'une bobine de forme cylindrique[1]



Figure I.1.b: Manutention d'une bobine de papier[2]



Figure I.1.c: Manutention d'une tôle pour le pliage[2]

I.1.2 Classification des manipulateurs industriels

On distingue 4 types de manipulateur :

- 1) **Manipulateurs pneumatiques** : Des manipulateurs traditionnels combinant l'actionnement et la commande pneumatique[3], équipés d'un vérin pneumatique qui assure l'action de la montée et de la descente lors de la manipulation.
- 2) **Manipulateurs hydrauliques** : Les manipulateurs hydrauliques peuvent supporter des charges plus importantes que les autres types de manipulateurs. Cependant, ils sont plus lents et moins précis. [2]
- 3) **Manipulateurs électriques** : Les manipulateurs électriques permettent une meilleure ergonomie et offrent une plus grande précision de mouvement que les autres types de manipulateurs. Ils sont interdits dans les zones ATEX¹. [4]
- 4) **Manipulateurs manuels (purement mécanique)** : Les manipulateurs manuels offrent une meilleure fluidité de mouvement et une grande précision dans le positionnement. Toutefois, leur vitesse est limitée et les charges seront moins importantes que les manipulateurs hydrauliques. [4]

I.1.3 Application industrielle des manipulateurs industriels

L'utilisation des manipulateurs industriels a touché presque aux secteurs de ;

- **L'automobile**

Les manipulateurs répondent à la nécessité de déplacer des charges de divers types en asservissement à lignes de transport, installations de stockage, processus de production, etc. Ils permettent de soulever et de manipuler des produits lourds avec la plus grande facilité, et à réaliser des opérations sur le poste de travail (lever, basculer, incliner, positionner, vidanger, transférer, assembler, contrôler.).

- **L'industrie du carton**

L'emballage, avec les boîtes, est l'un des secteurs les plus dynamiques et les plus productifs du monde et sa valeur se chiffre en milliards d'euros. Plusieurs entreprises du secteur ont décidé de s'appuyer sur ces systèmes intelligents pour la manutention de leurs boîtes en carton, affirmant qu'ils ont considérablement augmenté leur productivité en réduisant les accidents et en maintenant un rythme régulier dans le cycle du travail.[3]

¹Zone ATEX (zone a atmosphères explosives) : un lieu de travail dans lequel le risque explosif est important, où il y a présence de matières inflammables

- **L'industrie mécanique**

Dans le domaine de la mécanique, les applications développées sont nombreuses et d'une très grande variété. Ainsi, des manipulateurs assistent les manipulations en état d'apesanteur de lames de ressort, arbres de transmission, engrenages, tôles, réservoirs... Ces manipulateurs sont réalisés et s'adaptent au type, à l'exécution, aux dimensions et aux systèmes de préhension et aux besoins de l'utilisateur et à l'environnement de travail.[1]

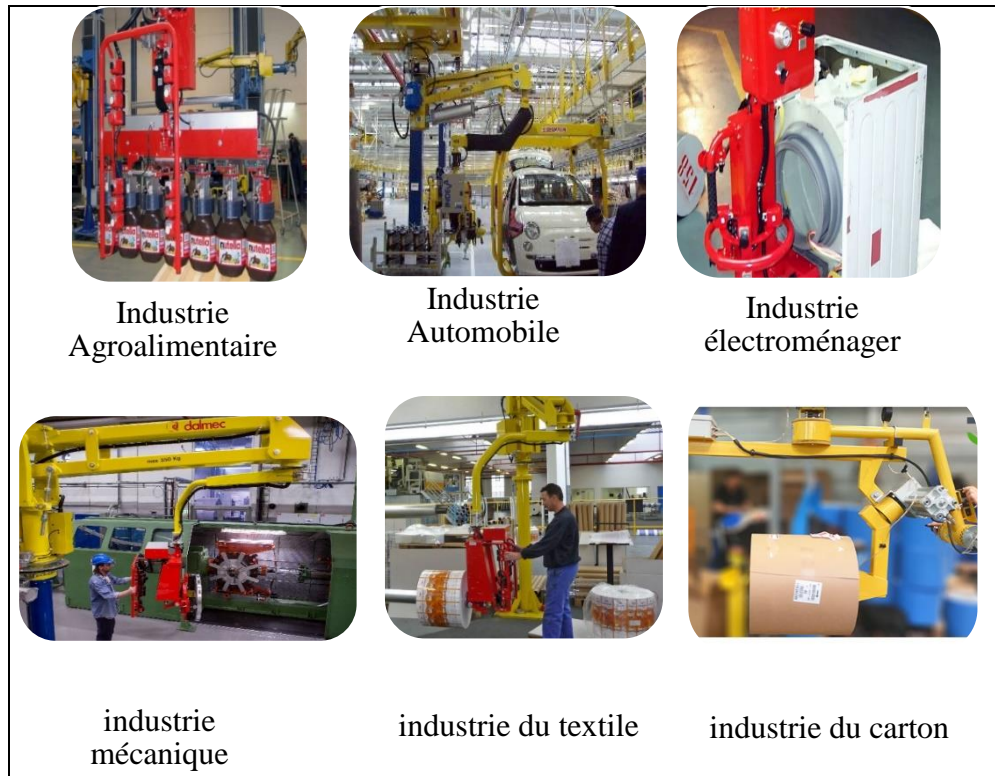


Figure I.2 : Les différents secteurs d'utilisation des manipulateurs[1].

I.1.4 Éléments constitutifs d'un manipulateur industriel.

Un manipulateur industriel est constitué d'un ensemble d'éléments, ayant chacun une tâche précise :

- **Châssis :** Le châssis est dimensionné pour supporter le poids de tout le système.
- **Articulateurs :** Une articulation lie deux corps successifs en limitant le nombre de degrés de liberté de l'un par rapport à l'autre. L'articulation est dite simple : soit rotoïde, soit prismatique.[5]
- **Actionneurs :** Le terme actionneur désigne tout dispositifs générateurs d'effort à vitesse variable qui permet de modifier la configuration d'un robot manipulateur.[5]

- **Outil de préhension** : L'organe terminal du manipulateur, qui entre en contact avec l'objet à manipuler. Cette partie est conçue de manière à s'adapter à la forme géométrique de l'objet, de supporter son poids. Les constructeurs utilisent une large gamme d'outils, généralement on y trouve avec pinces mécaniques, ventouses, poignées longues, avec aimants, etc.

I.2 Principaux composants d'un manipulateur

I.2.1 La partie mécanique

I.2.1.1 Châssis

De manière générale, un châssis est défini comme la pièce maîtresse d'une machine, il est considéré comme une base de fixation pour les autres composantes attachées.

Le monde des châssis est très vaste et permet de répondre à toutes les problématiques d'intégration des composants dans le mécanisme. Il existe des châssis qui sont fait avec de la tôle, des profilés métalliques, des tubes, etc. le choix du châssis est imposé par son implantation finale, tout comme les outils de prise dépend de la pièce à manipuler (manutention des bobines en papier, en plastique, rouleaux en fibre textile, des plaques métalliques ou des vitres, etc.).

I.2.1.2 Outil de préhension

Quelques exemples d'outils de préhension utilisés par les constructeurs Dalmecc, Indiva, Purtech ;

Un manipulateur avec un bras articulé à ventouses utilisé pour une prise et une manutention des plaques métalliques ; le deuxième contient un outil avec poignée longue pour manipuler les différentes bobines ; le dernier dispose d'un outil spécial, une pince pneumatique avec griffes, la prise est effectuée sur le diamètre extérieur de la pièce (bobine ou rouleau).

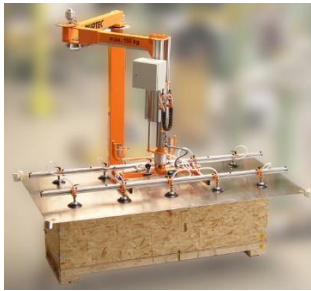


Figure I.3 : un outil de prise à ventouses [2]



Figure I.4 : un outil de prise avec poignée longue [1]



Figure I.5 : un outil de prise avec pince [3]

I.2.2 La partie électrique

La partie électrique d'un manipulateur comporte un :

I.2.2.1 Moteur électrique

Il s'agit d'une machine tournante, capable de convertir de l'énergie électrique en énergie mécanique et inversement. Le moteur électrique utilise l'électromagnétisme produit par une source d'alimentation électrique alternative ou continue.[6] Il existe plusieurs types de moteurs électriques : rotatifs, linéaires, synchrones, asynchrones, etc. On les trouve dans toutes sortes de machines, avec une vaste gamme de puissances[7].

I.2.2.2 Principe de fonctionnement

Un moteur électrique est constitué généralement d'un stator, la partie fixe (en noir), et d'un rotor, la partie mobile (en rouge). Celle-ci comporte un bobinage qui, alimenté par un courant électrique, induit un champ magnétique. Les pôles du rotor, pouvant tourner librement, s'alignent avec ceux du stator : les pôles positifs attirent les négatifs, et inversement. Ainsi le rotor continue de tourner entraînant avec lui l'axe du moteur (en gris), qui entraîne alors une machine[7].

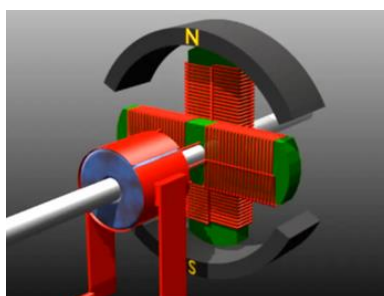


Figure I.6:un moteur électrique[6].

I.2.2.3 Type de moteurs électriques

On distingue plusieurs types de moteurs électriques :

- Moteurs pas à pas.

- Moteurs asynchrones.
- Moteurs à courant continu.
- Moteurs synchrones.

I.2.2.3.1 Moteur pas à pas

Le moteur pas à pas est constitué d'un convertisseur électromécanique destiné à transformer le signal électrique (impulsion ou train d'impulsions de pilotage) en déplacement (angulaire ou linéaire) mécanique.

Trois types principaux de moteurs seront abordés, les moteurs pas-à-pas réluctants, les moteurs pas-à-pas à aimants permanents, les moteurs pas à pas réluctants polarisés qui est une combinaison des deux technologies précédentes.

Ce type de moteur est très courant dans plusieurs dispositifs où l'on souhaite faire du contrôle de vitesse, de position, peut être réalisé avec une structure relativement simple et le couple du moteur est très élevé à bas régime, Ils sont également largement utilisés dans les appareils biomédicaux, dans les lecteurs de disques informatiques, les imprimantes, les scanners[8].

I.2.2.3.2 Moteurs asynchrones

Le moteur asynchrone transforme l'énergie électrique apportée par le courant alternatif monophasé ou triphasé en énergie mécanique. Il est caractérisé par des grandeurs d'entrée qui sont électriques et des grandeurs de sortie qui sont mécaniques[9].

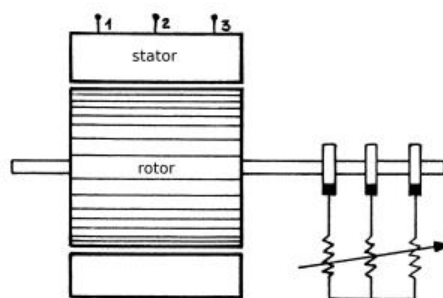


Figure I.7 : machine asynchrone à rotor bobiné[9].

I.2.2.3.3 Moteurs à courant continu

La machine à courant continu est une machine électromagnétique qui peut se fonctionner, soit comme un moteur (transforme l'énergie électrique en énergie mécanique) ou bien comme une dynamo c'est-à-dire une génératrice qui transforme l'énergie mécanique en énergie électrique, donc c'est l'inverse du moteur.

Le moteur comprend :

- Un circuit magnétique comportant une partie fixe, le stator, une partie tournante, le rotor et l'entrefer l'espace entre les deux parties.
- Une source de champ magnétique nommée l'inducteur (le stator) créée par un bobinage ou des aimants permanents.
- Un circuit électrique induit (le rotor) subit les effets de ce champ magnétique.
- Le collecteur et les balais permettent d'accéder au circuit électrique rotorique[10].

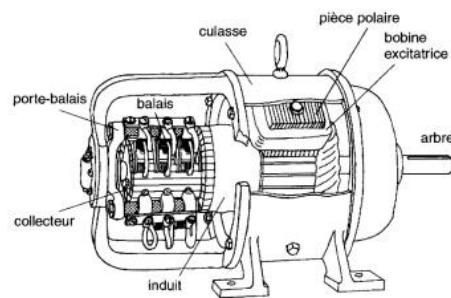


Figure I.8 : Constitution du moteur à Courant continu[10].

I.2.2.3.4 Moteur synchrone

Autrefois utilisés quasi exclusivement en alternateur, le développement de l'électronique de puissance et la généralisation des aimants comme inducteur permettent aujourd'hui d'employer les machines synchrones en tant que moteurs dans une large gamme de puissance. La machine synchrone dans la très grande majorité des cas est utilisée en triphasé.

Autrefois, cette technologie ne permettait pas de réaliser des machines de très fortes dimensions (coût trop important) mais avec les progrès réalisés sur les aimants, on observe une montée en puissance de ces moteurs. Les aimants utilisés sont généralement soit des ferrites (faible induction mais bon marché) ou du Samarium cobalt (forte induction mais coûteux[11]).

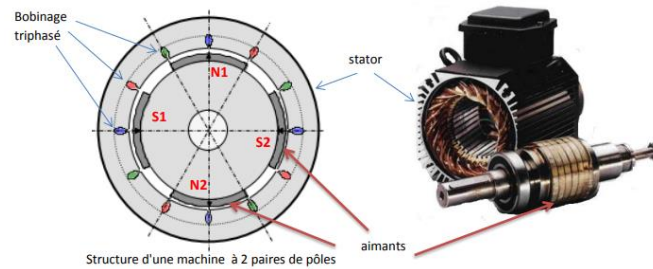


Figure I.9 : Structure d'un moteur synchrone à 2 paires de pôles[11].

I.2.3 La partie hydraulique

I.2.3.1 Vérin hydraulique

Un actionneur qui crée un mouvement linéaire mécanique pour transmettre une force et réaliser un déplacement par pression. On les retrouve le plus souvent sur le matériel agricole, les engins et sur des machines industrielles. Et parmi tous ces vérins, on retrouve le vérin simple effet et double effet ayant chacun un dimensionnement différent et par conséquent la vitesse et la force varient[12].

I.2.3.1.1 Vérin à simple effet

Un vérin simple effet est conçu pour faire une action simple : créer une action mécanique et réaliser un mouvement dans un seul sens (généralement en poussant, parfois en tirant). Une fois le déplacement effectué, le vérin retourne à sa position initiale sous l'effet du poids[12].



Figure I.10: vérin hydraulique à simple effet.

I.2.3.1.2 Vérin à double effet

Ce type de vérin est conçu pour produire deux mouvements. Un piston permet de créer un mouvement aller et un mouvement retour. Et pour que ce mouvement puisse se faire dans les deux sens, la pression et le débit s'exercent via deux orifices d'alimentations qui alimentent alternativement chaque chambre du vérin hydraulique. C'est ainsi que la tige entre ou sort selon la pression et le débit disponible[12].



Figure I.11: vérin hydraulique à double effet[12].

I.3 Cinématique des mécanismes

La cinématique est la partie de la mécanique qui étudie le mouvement des corps, indépendamment des forces qui les produisent. Les grandeurs étudiées s'appellent mouvement, déplacement, trajectoire, vitesse et accélération. La cinématique présente deux types d'applications. La première voie est orientée vers l'analyse des grandeurs cinématiques liées aux mécanismes² et aux machines. Son but est de définir la géométrie et les dimensions des pièces ou composants, tout en remarquant que la géométrie retenue a une influence sur les efforts engendrés. La deuxième voie est celle de la dynamique et de l'énergétique qui, pour déterminer les mouvements à partir des efforts qui les produisent, fait largement appel aux grandeurs de la cinématique[13].

I.3.1 Schémas cinématiques

Le schéma cinématique est un outil d'analyse fonctionnel qui sert à modéliser les mouvements entre les différentes classes d'équivalence préalablement identifiées. Ce schéma cinématique représente le graphe des liaisons, ainsi que l'analyse des géométries de contact de chacune des liaisons, qui permettent d'identifier le nom des liaisons. Un schéma cinématique sera donc un modèle qui définira de quelle façon la cinématique se transmet entre l'entrée et la sortie du mécanisme[14].

² Mécanisme : est un assemblage de corps, liés par des liaisons, pour former une chaîne cinématique avec un élément fixe, et qui a pour rôle la transformation du mouvement.

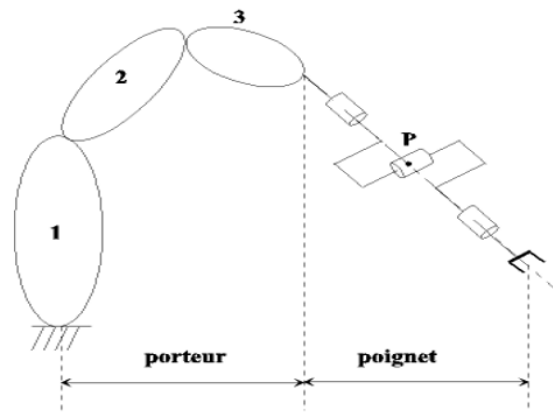


Figure I.12: Schémas cinématique d'un robot manipulateur[15].

I.4 Conclusion

Ce chapitre représente des généralités sur les manipulateurs industriels dont on a défini les différents éléments constituant un manipulateur industriel, leurs domaines d'utilisation, les modèles existants ainsi que les types de manipulateurs qu'on trouve dans l'industrie, ensuite, on a présenté les principaux composants d'un manipulateur, où on a cité les diverses parties d'un système manipulateur (électrique, pneumatique et mécanique), ce qui va nous servir pour la construction et la fabrication de notre manipulateur.

Chapitre II :
Conception et fabrication
assistées par ordinateur

II. Conception et fabrication assistées par ordinateur

L'objectif de ce chapitre est de présenter la conception et la fabrication assistées par ordinateur, les logiciels utilisés. Ensuite, donner un aperçu sur le processus qu'il faut suivre lors de la réalisation d'un projet de conception. Enfin, montrer la relation entre ces deux procédures et comment passer de la CAO à la FAO.

II.1 La conception assistée par ordinateur

II.1.1 Définition

La conception assistée par ordinateur est un ensemble de logiciels et de techniques de modélisation géométrique, utilisée au sein d'un bureau d'étude pour concevoir et modéliser un produit afin de pouvoir effectuer des tests virtuellement en vue d'une fabrication.

Le domaine mécanique est l'un des premiers à s'approprier de ces outils informatiques. Elles permettent au concepteur de résoudre un grand nombre de contraintes (comportement de matériaux, capacité d'assemblages et la fabrication des pièces) durant le cycle de conception d'un nouveau produit.

II.1.2 Démarche d'un projet CAO

On identifie plusieurs étapes dans la démarche d'un projet CAO :

1. **Création d'un modèle du produit** : créer et dessiner une maquette numérique à l'aide d'un logiciel CAO.

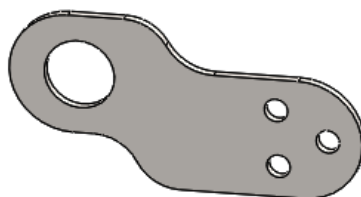


Figure II.1 : Maquette numérique dessinée sur SOLIDWORKS.

2. **Analyse, essais et simulation** : faire une étude du comportement de la maquette dans un environnement réel, en testant virtuellement des fonctions sur ce dernier.

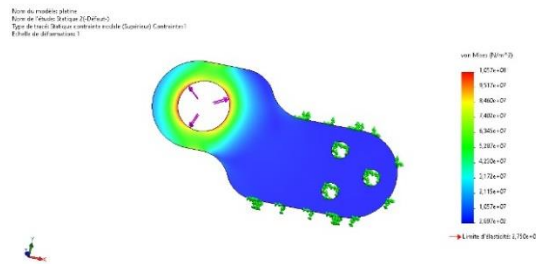


Figure II.2:simulation sur SolidWorks.

3. **Construction de prototype** : généralement on utilise un prototypage rapide (figure 4), une fabrication d'un modèle physique dans un délai très court et à moindre cout[16].



Figure II.3 : Modèle virtuel d'une sculpture[16].



Figure II.4 : Modèle physique d'une sculpture[16].

4. **Modification** : les retouches apportées au modèle pour but d'une amélioration, tel que les modifications effectuées à la géométrie du produit.
5. **Réalisation du produit** : la dernière étape, il s'agit de la démarche utilisée pour mettre au point un produit.

II.1.3 Les éléments d'un logiciel CAO

La modélisation paramétrique est la technique la plus utilisée par les logiciels actuels de conception assistée par ordinateur. Il s'agit de définir une entité par des paramètres qui peuvent être modifiés facilement. De cette façon, on change aisément la définition de la pièce. Les logiciels de CAO paramétriques se caractérisent par la présence d'un historique. Cet historique est généralement représenté sous la forme d'un arbre reprenant les différentes opérations effectuées, appelées fonctions (featur en anglais). La modélisation paramétrique offre des mises à jour automatiques du modèle lorsque les modifications sont apportées à la conception, permet de définir plus facilement le comportement du modèle en cas de

modification. Elle crée également des modèles avec des caractérisations individuelles pouvant être modifiées telles que des trous et des chanfreins.

Il existe plusieurs logiciels CAO orientés métier avec des fonctionnalités intégrées, tôlerie, construction soudé, simulation de mouvement. Parmi ces logiciels, quelques exemples des plus utilisés par les entreprises :

- SolidWorks, édité par Dassault Systèmes.
- CATIA, édité par Dassault Systèmes.
- Inventor, édité par Autodesk.
- Bricscad de bricsys, CAO sous Windows. Clone de AutoCAD.
- FreeCAD, de Juergen Riegel, logiciel multiplateforme (Linux/Windows) distribué sous licence libre et on termine par TopSolid.

II.1.4 Avantages et inconvénients de la CAO

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> • La CAO permet de concevoir des systèmes dont la complexité dépasse la capacité de l'être humain comme en micro ou nanoélectronique. • À l'aide des applications de la CAO, la création géométrique d'une pièce est grandement facilitée. Comme elle permet d'étudier la pièce sous divers angles et en tirer des copies à volonté à différents niveaux de réalisme. • La CAO permet l'appréciation globale du comportement de la pièce avant même qu'elle n'existe. 	<ul style="list-style-type: none"> • Les logiciels de CAO sont très coûteux. • Demande du temps d'apprentissage, vu la complexité d'utilisation des logiciels de CAO. • Les concepteurs risquent de trop se focaliser sur la manière dont leur produit apparaît dans un espace virtuel, au lieu de se focaliser sur l'utilité réelle du produit.

Tableau II.1 : Avantages et inconvénients de la CAO.

II.1.5 La CAO dans le contexte d'assemblage

La CAO apporte une possibilité de créer de nouvelles pièces directement dans l'assemblage avec création de liens entre elles par l'utilisation de différentes contraintes. Pour

un avancement plus rapide et d'une manière plus simple dans la construction des assemblages. La CAO dans le contexte d'assemblage se fait en cinq étapes dont [17]:

- **Mise en place des éléments imposés dans le cahier des charges**

Sur le logiciel de CAO, on ouvre un fichier d'assemblage, puis on place nos éléments autour desquels le système est conçu, exemple : le support et les actionneurs (moteurs et pompes) dont le type et le positionnement est imposé dans le cahier des charges.

- **Créations d'esquisse d'assemblage**

Pour la création d'une esquisse d'assemblage, on ouvre dans le même assemblage une nouvelle esquisse. Cela se fait pour but de positionner les différents éléments du système (à base d'un schéma cinématique et dynamique).

- **Insertions et positionnement des éléments bibliothèques**

C'est dans le cas où ils ne sont pas imposés par le cahier des charges, insérer tous les composants issus de la bibliothèque tels que paliers, roulements, vérins et moteurs. Si ces composants sont indisponibles, il est nécessaire de les créer d'une façon simplifiée sous forme de pièces et non pas d'assemblages.

- **Conception directe des pièces dans l'assemblage**

Concevoir directement dans l'assemblage les pièces qui font l'objet d'un dessin de définition. L'esquisse de la première pièce doit être liée à l'esquisse d'assemblage directement ou par intermédiaire d'une autre pièce.

- **Identification des fonctions nécessaires**

Il faut bien identifier les fonctions qui se font au niveau de la pièce et celles qui se font dans l'assemblage. On commence toujours par les plus importantes puis les chanfreins et les congés (on commence par les plus larges et on termine par les plus petites)[17].

II.2 Fabrication assistée par ordinateur

II.2.1 Définition

Le sigle FAO signifie fabrication assistée par ordinateur ; elle désigne généralement l'utilisation d'applications logicielles de commande numérique (CN) pour créer des instructions détaillées (g-code) qui pilotent les machines-outils de fabrication de pièces à commande numérique par ordinateur (CNC), qui veut dire convertir les données de la CAO vers un format compréhensible par les logiciels de FAO. La FAO inclue aussi l'utilisation d'applications logicielles pour définir un plan de fabrication pour la conception de l'outil, la

programmation CN, la programmation de l'inspection par une machine de mesure des coordonnées (MMC), la simulation de la machine-outil ou post-traitement[18].

II.2.2 Processus de fabrication assistée par ordinateur

Le processus de la FAO Figure II.6, en commençant par le modèle géométrique généré pendant la CAO, considéré comme une base pour le processus de FAO. Une fois que la gamme d'usinage est faite, on génère le programme CN qui va être utilisé pour la fabrication, puis l'inspection et la vérification des pièces fabriquées [19].

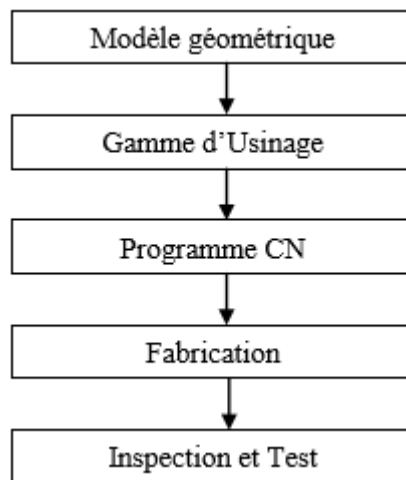


Figure II.5:Processus de FAO[19].

II.2.3 Principe de programmation de CN en FAO

La démarche de la programmation CN en FAO est définie comme suite : [20]

- Définir la géométrie.
- Définir la machine(commande).
- Définir les outils.
- Définir le brut.
- Définir les parcours outils : manuellement ou automatiquement.
- Génération du code CN.
- Simulation et vérification.

II.2.4 Passage de la CAO à la FAO

Une sorte d'interaction d'où, la CAO établit une base de données commune en décrivant la géométrie d'un produit qui va être utilisée pour l'analyse et la fabrication. En conception le modèle géométrique est utilisé pour l'analyse géométrique, l'analyse cinématique, l'analyse dynamique, l'analyse par éléments finis, etc. La FAO fait le lien du passage obligé entre les informations géométriques et fonctionnelles attachées à la pièce. La génération automatique

des gammes d'usinage GAGU et la génération des instructions de commandes numériques (MOCN)[19] [21].

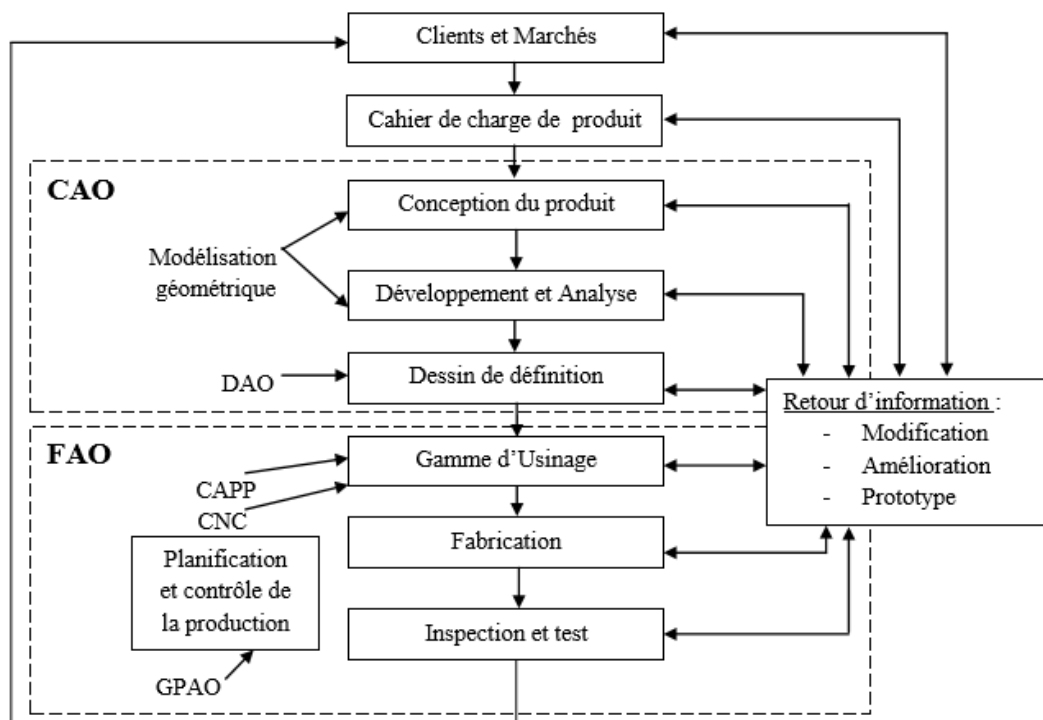


Figure II.6: Interaction entre la CAO et FAO suivant le cycle d'un produit[19].

II.3 Conclusion

Ce chapitre représente la CAO et la FAO ainsi que les logiciels utilisés dans ces derniers. Ensuite nous avons détaillé les composants des systèmes CAO et FAO. A la fin nous avons abordé les différentes stratégies à suivre comme démarche dans la réalisation de notre projet de conception.

Chapitre III :

**Etude et dimensionnement
du manipulateur à bobine de
papier.**

III. Etude et dimensionnement du manipulateur de bobines de papier

Dans ce chapitre nous réalisons la conception du manipulateur et la première tâche de conception qu'on va mener c'est l'élaboration d'un cahier des charges fonctionnel (CdCF³). Ensuite nous proposons des solutions technologiques qui permettent de satisfaire le besoin exprimé dans le cahier des charges. Enfin nous passerons à l'étude statique de la structure et dimensionnement des différents organes les plus vulnérables. Les efforts tranchants et les moments fléchissant vont être vérifiés par le logiciel RDM10.

III.1 Présentation du support d'étude

Dans une entreprise de papeterie, spécialisée dans la fabrication et la transformation de carton ondulé, destinées pour les emballages agroalimentaires, on utilise des bobines de papier qui pèsent environ 4000Kg d'un diamètre 1400mm et de longueur de 2200mm.



Figure III.1 : Bobine de papier.

Afin de lancer l'opération de fabrication des emballages, le technicien opérateur est confronté à un ensemble de problèmes dû aux volumes et du poids élevés des bobines de papier :

³ CdCF : Cahier des Charges Fonctionnel

- Premièrement, les démonter de la bobineuse (la machine à rouler) à la fin du procédé d'enroulage, et les envoyer vers un lieu de stockage.
- Deuxièmement, les faire monter sur des machines de façonnage (d'emballage).

Ces opérations de manutention, montage et de démontage représente un grand risque pour les opérateurs. En effet, actuellement ils utilisent un pont avec du câble pour soulever le rouleau et le positionner sur la machine emballage ce qui demande une intervention de nombreux techniciens dans l'atelier et un arrêt de travail pour ces opérateurs, ce qui amène à une diminution de la productivité de l'entreprise. Par conséquent, il y aura une perte de temps et de coût.

C'est dans ce contexte que nous avons pensé à un système de manutention : un manipulateur de bobines de papier qui représente une solution ergonomique et complète pour le levage et la rotation des rouleaux et bobines de papier et cela par l'intervention d'un seul opérateur. Donc ce système de manutention doit supporter le poids de la bobine et être facilement manipulable. Pour proposer des solutions à cette problématique nous allons étudier l'environnement de travail des techniciens dans l'atelier et analyser les mouvements qui doivent être effectuées durant tout le processus :

1. Analyse du besoin.
2. Etude de faisabilité en réalisant une recherche de solutions théoriques.
3. Validation et concrétisation de la solution développée sous forme d'une maquette CAO.
4. Etude de fabrication des composants constitutifs de la solution.

III.2 Méthodologie de conception

Afin de répondre à la problématique posée dans la section précédente, nous allons suivre une démarche de conception, qui nous permet d'organiser nos idées et avoir une traçabilité de démarches du produit[17].

La première tâche de conception qu'on va mener c'est l'élaboration d'un cahier des charges fonctionnel. Le but est de donner une définition complète du système à partir du CdCF. Pour mener à bien ce processus de conception on va suivre les étapes illustrées sur la figure III.2.

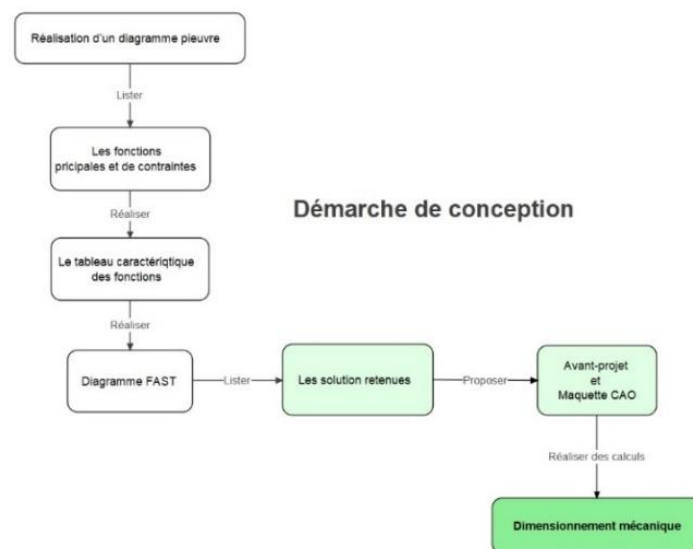


Figure III.2 : Démarche de conception.

III.3 Conception du bras manipulateur

III.3.1 Diagramme pieuvre

Dans cette première étape de la démarche de conception, nous allons poser notre problème de conception en termes de finalité. L'outil qui nous permet de présenter les fonctions d'un service d'un produit, c'est le diagramme pieuvre figure III.3. C'est un schéma qui représente la relation entre le système à concevoir et son environnement. C'est-à-dire qu'il permet de voir quelles sont les fonctions essentielles et secondaires de ce système et comment ces fonctions réagissent avec le milieu extérieur[17].

Cela permet de connaître toutes les caractéristiques de l'objet et de déterminer ce qui le limite. Le diagramme pieuvre est un excellent outil de représentation graphique, il permet de rendre une partie du cahier des charges plus visuel et plus simple.

Dans ce diagramme pieuvre, le système à concevoir est au centre et les éléments du milieu extérieur sont autour. Des liens relient les différents éléments en fonction de leurs rôles. Pour le milieu extérieur nous avons pris en considération quelques éléments essentiels qui a une influence directe sur le fonctionnement de notre système, à savoir :

- **La bobine** : qui est l'objet principal de notre étude.
- **L'utilisateur** : qui est le technicien qui va manipuler notre système pour monter et démonter la bobine sur la machine de déroulement.
- **L'énergie** : qui permet aux pièces mécaniques du système d'avoir un mouvement.

- **Support** : c'est de prendre en considération les dimensions du support du mécanisme qui existe dans l'atelier.
- **Ergonomie** : c'est de penser à concevoir un système qui est facilement utilisable par le technicien et d'une manière agréable.
- **L'environnement** : qui est le lieu et le climat où va se trouver le mécanisme.
- **Sécurité** : qui est un élément à prendre en considération pour étudier les risques que peut causer notre système aux techniciens et bien sûr de limiter ces risques.

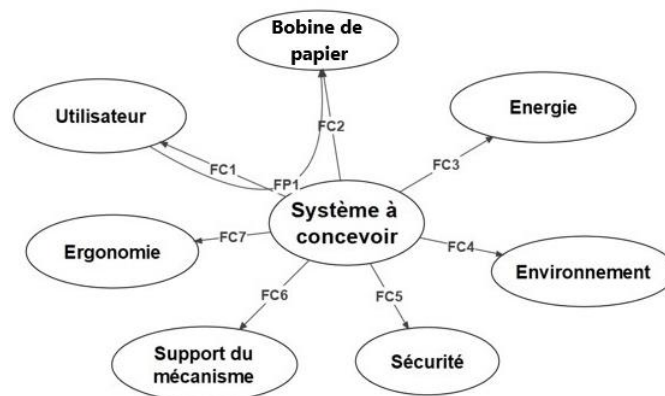


Figure III.3 : Diagramme pieuvre du système à concevoir.

III.3.2 Liste des fonctions

Dans le diagramme pieuvre précédent, les éléments du milieu extérieur qui sont liés au système à concevoir par des liaisons qu'on appelle des fonctions. Il existe deux (02) types de fonction, à savoir :

1. **Fonction principale (FP)** : Ces fonctions traduisent la raison d'être du système mécanique, sans cette fonction principale, le système conçu ne sert à rien. Dans le cas de notre conception l'utilisateur intervient dans la fonction principale (FP1) et sa présence est nécessaire durant l'état de fonctionnement.
2. **Fonction contrainte (FC)** : C'est une relation unique entre le système à concevoir et un seul élément du milieu extérieur, ces fonctions définissent les conditions à respecter pour que le système fonctionne.

Le tableau (1) : toutes les fonctions de service que nous avons identifiées et validées et ce qui nous permet la rédaction du cahier des charges dans la section suivante :

FP1	L'utilisateur utilise le système pour déplacer la bobine
FC1	Le système est manipulé par un humain
FC2	Le système serre la bobine
FC3	Le système utilise une énergie
FC4	Le système se trouve dans un environnement
FC5	Le système respecte les normes de sécurité
FC6	Le système s'adapte au support du manipulateur
FC7	Le système est ergonomique

Tableau III.1 : Liste des fonctions que le système doit satisfaire.

III.3.3 Tableaux caractéristiques (CdCF)

Tableaux caractéristiques à définir pour chaque fonction, son critère qui est un élément de jugement ; son niveau et sa flexibilité qui se varie de f0 (imposé par le client ou par le concepteur) à f3 (négociable avec le client).

	Caractéristiques	Niveau	Flexibilité
FP1	Le Confort de l'utilisateur	L'utilisateur établie aucun effort	F0
	Simplicité de manipulation	Pas besoin d'une formation	F0
FC1	Charge max humain (homme et femme)	Adulte masculin : 50kg Adulte féminin : 25kg	F0
	Hauteur de travail	L'humain se fatigue rapidement	F0
FC2	Etat de surface de la bobine	Une pièce de contact d'une matière : empêche la déformation d'état de surface	F0
FC3	Energie électrique	Moteur électrique	F1 à F3
	Energie mécanique	Engrenages	F1 à F3
	Energie hydraulique	Pompe ou vérin hydraulique	F1 à F3
	Energie pneumatique	Vérin pneumatique	F1 à F3
FC4	Machine silencieuse	Equipé d'un silencieux (système pneumatique)	F1 à F3
	Machine non-polluante	Utilisation des équipements non-polluants	F1 à F3
FC5	La sécurité de l'utilisateur	Norme européenne	F0
	Réduire les accidents de travail	Bouton d'arrêt d'urgence	F0
FC6	Poids de l'outil	Optimisation de structure (effectuer des enlèvements de matière)	F1 à F3
	Matériau utilisé	A définir pour chaque élément	F1 à F3
	La structure utilisée	Bras en tôle de 12 mm	F1 à F3
FC7	Amélioration des conditions de travail	Mettre en dehors du danger l'opérateur et protéger de son physique	F0
	La rapidité	La manutention rapide et précise	F0
	Augmentation de productivité	Volume important des bobines déplacées et montées	F0

Tableau III.2 : Tableau caractéristique – Cahier des Charges Fonctionnel.

III.3.4 Solution

III.3.4.1 Système de serrage

La conception de ce sous-système réalisé en tenant compte de la charge de la bobine (4000Kg), et son diamètre extérieur >1400mm, donc on a pensé à concevoir un outil qui répond nos exigences spécifiques. Un outil rigide, efficace et avec une fiabilité de serrage totale, et c'est d'utiliser une pince hydraulique à griffes spéciale. Dont le bras est en tôle de (12mm) et un dispositif spécial empêche la déformation d'état de surface de la bobine faite en caoutchouc vu la fragilité du montage de la bobine L'ouverture et la fermeture des crochets se fait par articulation actionnées par des vérins hydrauliques utilisés.

III.3.4.2 Système de rotation

Notre système se dispose de deux rotations, un déplacement angulaire de 90° pour soulever la bobine du sol et la poser sur la dérouleuse, on l'a conçu d'une manière ou on a fait appel à un système à couronne d'orientation.

III.3.4.3 Système de guidage

On a pensé à réaliser un système de guidage purement manuel. L'opérateur va guider son manipulateur par une commande pneumatique.

III.3.4.4 Système de sécurité

Utilisé un dispositif de sécurité comme le bouton d'arrêt cas d'urgence pour fonction d'arrêter la machine de façon sûre. Quand l'opérateur déclenche l'arrêt d'urgence parce qu'il y'a un danger, ce dispositif coupe l'alimentation en énergie des vérins.

III.3.5 Choix des matériaux [9]

Le choix des matériaux est porté selon des normes française (NFE01-000), sur la disponibilité et le coût sur le marché local.

a. Les axe d'articulations :

On a choisi le 42CrMo4, qui est un acier allié. Ce modèle d'acier est connu pour sa résistance aux milieux corrosifs.

	Analyse chimique					Propriétés mécaniques		
	C%	Si%	Cr%	S%	Mo%	R_e N/mm ²	R_m N/mm ²	A%
42CrMo4	0.38	0.15	0.60	0.90	0.15	2750	1000	13
	0.45	0.40	0.90	1.20	0.30			10

Tableau III.3: Caractéristiques du 42CrMo4.

b. Les segments :

Nous nous limitons en construction à trois nuances principales d'acier S235, S275, et S355, qui sont de construction.

En effet, le calcul en plasticité peut être utilisé dans l'analyse globale des structures ou de leurs éléments, à la condition que l'acier satisfasse aux trois exigences suivantes :

- La contrainte à la rupture en traction (σ_t) doit être supérieur de 20% au moins à la limite d'élasticité (σ_e).
- L'allongement à la rupture (ϵ_t) doit être supérieur à 15%.
- L'allongement à la rupture (ϵ_t) correspondant à (σ_t) doit être supérieur à 20 fois l'allongement (ϵ_e) correspondant à (σ_e) [22].

Les trois nuances d'acier figurant dans le tableau suivant satisfont à ces trois exigences.

Caractéristiques mécaniques des Aciers en fonction de leur épaisseur (t)	Nuances d'Aciers		
	S.235JR	S.275JR	S.355JR
Limite élastique σ_e (MPa)	235	275	355
$t \leq 16\text{mm}$	225	265	345
$16 < t \leq 40\text{mm}$	215	255	335
$40 < t \leq 63\text{mm}$			
Contrainte de rupture en traction σ_t	360/510	430/580	510/580
$t \leq 3\text{mm}$	340/470	410/560	490/630
$3 < t \leq 100\text{mm}$			
Allongement minimal moyen ϵ	18%	15%	15%
$t \leq 3\text{mm}$	23%	19%	19%
$3 < t \leq 150\text{mm}$			

Tableau III.4: Caractéristique des aciers de construction. [22].

Pour notre étude on a choisi l'acier **S275**, pour sa disponibilité dans le marché.

	Analyse chimique					Propriétés mécaniques		
	C %	P %	Mn%	S %	Mo%	R_e N/mm ²	R_m N/mm ²	A%
S275JR	0,21	0.15 0.40	0,045	0-1,6	0,045	275	370	22

Tableau III.5:Caractéristiques du S275JR. [22].

III.4 Dimensionnement des organes d'un manipulateur (calculs)

Dans une entreprise de papeterie, spécialisée dans la fabrication et la transformation de carton ondulé, destinées pour les emballages agroalimentaires, tel général emballage, on utilise des bobines de papier de dimensions différentes comme le montre le tableau suivant ;

Bobine	Masse (Kg)	Longueur (mm)	Diamètre (mm)	Grammage de papier (g /m ²)	Langueur de bobine ouverte (m)
01	2502 Kg	2200 mm	1400 mm	135 g /m ²	8227 m
02	2517 Kg	2200 mm	1400 mm	135 g /m ²	8252 m
03	2792 Kg	2100 mm	1400 mm	135 g /m ²	9611 m
04	2543 Kg	2300 mm	1400 mm	110 g /m ²	9764 m
05	2601 Kg	2450 mm	1400 mm	75 g /m ²	13796 m
06	2270 Kg	1730 mm	1400 mm	125 g /m ²	10222 m
07	3060 Kg	2400 mm	1400 mm	135 g /m ²	9284 m
08	2370 Kg	2200 mm	1400 mm	120 g /m ²	8719 m
09	2745 Kg	2450 mm	1400 mm	110 g /m ²	9896 m

Tableau III.6 : les dimensionnes des bobines de papier utiliser chez Général emballage

III.4.1 Calcul des mors de la pince

III.4.1.1 Calcul de la force de serrage

- **1^{er} cas (position verticale)**

On a le coefficient de frottement (caoutchouc_ papier) ; $\mu=0.5_0.8$

On prend $\mu=0.5$ comme coefficient de frottement afin de calculer la force de serrage dans le cas le plus défavorable.

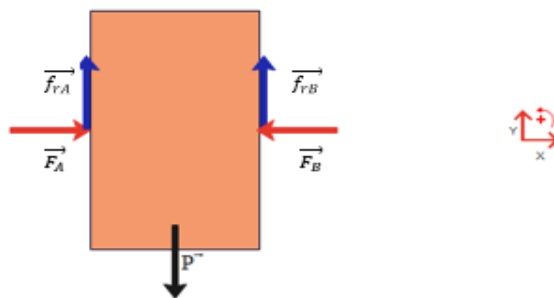


Figure III.4:Bilan de forces.

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{0} \Rightarrow \vec{P} + \vec{F}_A + \vec{F}_B + \vec{f}_{rA} + \vec{f}_{rB} = \vec{0}$$

▪ **Projection sur \vec{OY} ; on obtient**

$$P - f_{rA} - f_{rB} = 0 \Rightarrow P = f_{rA} + f_{rB} \quad (1)$$

Sachant que $f_{rA} = f_{rB}$

$$et \ P = m \times g \Rightarrow P = 4000 \times 10 \Rightarrow P = 40000N \text{ Alors ;}$$

En remplace dans (1) :

$$P = 2 \times f_{rA} \Rightarrow P/2 = f_{rA} \Rightarrow f_{rA} = \frac{40000}{2} \Rightarrow f_{rA} = 20000 \text{ N}$$

On sait que la force de frottement s'écrit ;

$$f_{rA} = \mu \times F_A \Rightarrow F_A = \frac{f_{rA}}{\mu} \Rightarrow F_A = \frac{P}{2\mu}$$

$$F_A = P \Rightarrow F_A = 40\ 000 \text{ N}$$

• **2^{ème} cas (position horizontale)**

Calcul de la section :

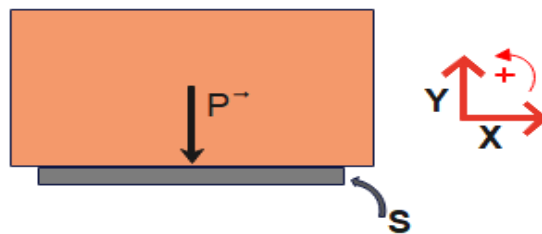


Figure III.5 : position horizontale de la bobine

$$\frac{P}{S} \leq \frac{R_{eg}}{s} \Rightarrow S \geq \frac{P \times s}{R_{eg}} \quad \text{D'où} \left[\begin{array}{l} S: \text{La section} \\ R_{eg}: \text{La limite élastique} \\ s: \text{Coefficient de sécurité} \end{array} \right]$$

On prend

- $s=8$ selon la loi française pour les systèmes de levage (Voir annexe 01)
- Matériau utilisé : acier de construction 275JR dont $R_{eg} = 275 \text{ MPa}$

A.N:

$$S \geq \frac{40000 \times 8}{275} \Rightarrow S \geq 1163.63 \text{ mm}^2$$

▪ **La résistance des deux mors**

En raison de la symétrie des mors de la pince, nous allons effectuer l'étude de la résistance sur un seul mors, même cas dans la simulation.

On suppose que la forme du mors, est une poutre (AB) encastée en (A).

Hypothèse :

La longueur de la poutre est de 1200 mm.

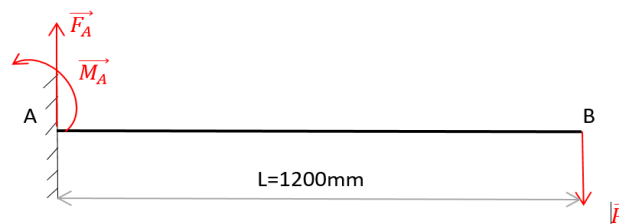


Figure III.6: Schématisation de la poutre soumise aux efforts

• **La somme des forces :**

$$\sum \vec{F} = \vec{0} \Rightarrow \vec{F}_A + \vec{P} = \vec{0}$$

▪ **Projection sur \vec{oy}**

$$F_A - P = 0 \Rightarrow F_A = P \Rightarrow F_A = 40\,000 \text{ N}$$

• **La somme des moments :**

$$\sum \vec{M}_f = \vec{0} \Rightarrow \vec{M}_A + \vec{M}_{A/A} + \vec{M}_{A/B} = \vec{0}$$

$$\text{D'où } \left(\begin{array}{l} \vec{M}_A: \text{Moment d'encastement} \\ \vec{M}_{A/A} = 0: \text{Moment fléchissant au point A} \\ \vec{M}_{A/B}: \text{Moment fléchissant au point B} \end{array} \right) \text{ et } \vec{M}_{A/B} = L \times P$$

▪ **Projection sur \vec{oy}**

$$M_A - M_{A/B} = 0 \text{ Et } M_{A/B} = 1200 \times 40\,000 \Rightarrow M_{A/B} = 48 \times 10^6 \text{ Nmm}$$

Donc :

$$M_A - 48 \times 10^6 = 0 \Rightarrow M_A = 48 \times 10^6 \text{ N.mm}$$

III.4.1.2 Calcul des efforts tranchant et des moments fléchissant de la pince

- **Les efforts tranchants :**

$$0 \leq x \leq 1200\text{mm}$$

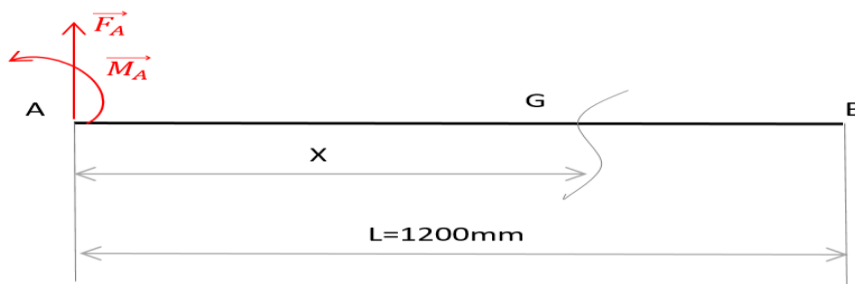


Figure III.7 : schématisation des effort tronçon 1 (A)

$$\vec{F}_A + \vec{T} = \vec{0} \Rightarrow T = -F_A \Rightarrow T = -40\,000\text{ N}$$

- **Les moments fléchissant :**

$$\vec{M}_{f(AB)} + \vec{M}_A + \vec{M}_{A/A} + \vec{M}_{A/G} = \vec{0} \Rightarrow \begin{cases} M_A = 48 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm} \\ M_{A/A} = 0 \text{ N}\cdot\text{mm} \\ M_{A/G} = -Fx = (-40\,000 \times X) \text{ Nmm} \end{cases}$$

$$\Rightarrow M_{f(AB)} + M_A + 0 + (-40\,000 \times X) = 0 \Rightarrow M_{f(AB)} = (40\,000 \times X) - 48 \times 10^6$$

- Pour $X=0 \Rightarrow M_{f(AB)} = -48 \times 10^6 \text{ N}\cdot\text{mm}$

- Pour $x=1200 \Rightarrow M_{f(AB)} = 0 \text{ N}\cdot\text{m}$

III.4.1.3 Conditions de résistance

$$\sigma_f = \frac{M_{f \max}}{\left(\frac{I_y}{v}\right)} \leq \frac{\sigma_{rp}}{s}$$

Comme la résistance à la rupture par glissement des métaux fibreux comme acier est sensiblement égal à moitié de la résistance a la rupture par traction.

Alors $\sigma_{rp} = \frac{\sigma_{extension}}{2}$ et σ_e de 275JR = 275 N/mm²

σ_f : Contrainte de flexion.

$M_{f \max}$: Moment fléchissant maximal.

I_y : Moment d'inertie quadratique.

v : Distance entre la fibre neutre et la fibre extérieure.

$\sigma_{rp} = \sigma_{adm}$: Contrainte admissible de glissement.

σ_e : La limite d'extension du matériau.

s : Coefficient de sécurité

A.N:

$$\sigma_{rp} = \frac{275}{2} \Rightarrow \sigma_{rp} = 137.5 \text{ N/mm}^2$$

Et $s=8$ (voir annexe 1)

$$\sigma_f = \frac{M_f \max}{(I/v)} \leq \frac{\sigma_{rp}}{s} \Rightarrow I/v = \frac{M_f \max \times s}{\sigma_{rp}}$$

A.N :

$$I/v = \frac{48 \times 10^6 \times 8}{137.5} \Rightarrow I/v = 2792 \times 10^3 \text{ mm}^3 \Rightarrow I/v = 2792 \text{ cm}^3$$

Nous allons effectuer une vérification à la flexion de la poutre en choisissant un profil carré creux, dans l'objectif d'obtenir une épaisseur est une largeur comme paramètres initial afin d'aboutir à concevoir une forme des mors adéquate au mouvement de serrage de la bobine. On prend un module d'inertie normalisé de 2970 cm^3 qui donne une section carrée creuse de $400 \times 400 \times 16$, la surface est égale à 24300 mm^2 .

III.4.1.4 Vérification à la flexion

$$\sigma_f = \frac{M_f \max}{(I/v)} \Rightarrow \sigma_f = \frac{48 \times 10^6}{2970 \times 10^3} \Rightarrow \sigma_f = 16.16 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_f = 16.16 < 137.5(\delta_{rp}) \text{ Alors } \sigma_f \leq \sigma_{rp}$$

Dimensions calculées vérifient la résistance à la flexion.

Ce mors sera l'objet de la simulation, nous allons comparer les résultats à la forme de mors conçus afin d'obtenir une forme adéquate au mouvement de serrage de la bobine, et aussi seras l'objet d'étude d'optimisation d'épaisseur et de largeur dans le but de réduire le poids.

III.4.1.5 Choix des vérins

Nous optons pour des vérins hydrauliques, en raison de :

Caractéristiques	Vérin hydraulique
Pression	P =10 à 1000 bars
Régulation mouvement	Très bonne régulation possible

Arrêt en position	Peut être très précis
Charge	Soulever de charges importantes

Tableau III.7 : les caractéristiques de choix du vérin hydraulique

III.4.1.5.1 Choix Vérin N°1 (vérin de la pince)

Pour le cas étudié de la pince, un vérin hydraulique sert à créer un mouvement mécanique et se caractérise par les paramètres suivants :

- Déplacer une charge de 4000 Kg
- Une vitesse moyenne de 0.15 m/s
- Force de serrage est de 40000N (calculé précédemment)
- Une course $c=343.43$ mm (obtenue en SolidWorks)
- η_V : Le rendement : 0.9 %

Pour déterminer les dimensions d'un vérin nous devons faire certains calculs en tenant compte des forces exercées.

➤ Calcul de force (F_1) nécessaire pour équilibrer la masse de la bobine :

$$m = 4000 \text{ Kg} \qquad C = 343.43 \text{ mm}$$

$$V = 0.15 \text{ m/s} \qquad g = 10 \text{ m/s}^2$$

⇒

$$F_1 = m \times g \Rightarrow F_1 = 4000 \times 10 \Rightarrow F_1 = 40000 \text{ N} = 4000 \text{ daN}$$

$$F_1 = 4000 \text{ daN}$$

➤ Calcul de la force (F_2) nécessaire pour communiquer l'accélération (γ) :

$$F_2 = m \times \gamma \quad \text{Avec } V = \gamma \times t \Rightarrow \gamma = \frac{V}{t} \quad (2)$$

$$\text{La durée de l'accélération représente : } t = \frac{1}{5} T \quad (3)$$

$$\Rightarrow C = V \times T \Rightarrow T = \frac{C}{V} \quad (4)$$

Application numérique en (4)

$$T = \frac{0.343}{0.15} = 2.28 \text{ s} \Rightarrow T = 2.28 \text{ s}$$

En (3)

$$t = \frac{1}{5} \times 2.28 = 0.456 \Rightarrow t = 0.456 \text{ s}$$

Application numérique en (2)

$$\gamma = \frac{0.15}{0.456} \Rightarrow \gamma = 0.328 \text{ m/s}^2$$

Alors :

$$F_2 = 4000 \times 0.328 \Rightarrow F_2 = 1312 \text{ daN}$$

- Force réelle totale (F_t) nécessaire à déplacer la charge :

$$F_t = \frac{(F_1 + F_2)}{\eta_V} \quad F_t = \frac{(4000 + 1312)}{0.9} \quad F_t = 5902.22 \text{ daN}$$

- Détermination de la tige du vérin :

- Détermination du coefficient du mode de fixation :

Après avoir étudié notre cas, on a choisi un type de cylindre de vérin avec une rotule arrière et parallèlement de type fixation de la tige est ainsi avec une rotule, comme le montre la figure ci-dessus, un facteur de course⁴ égale $K = 2$.

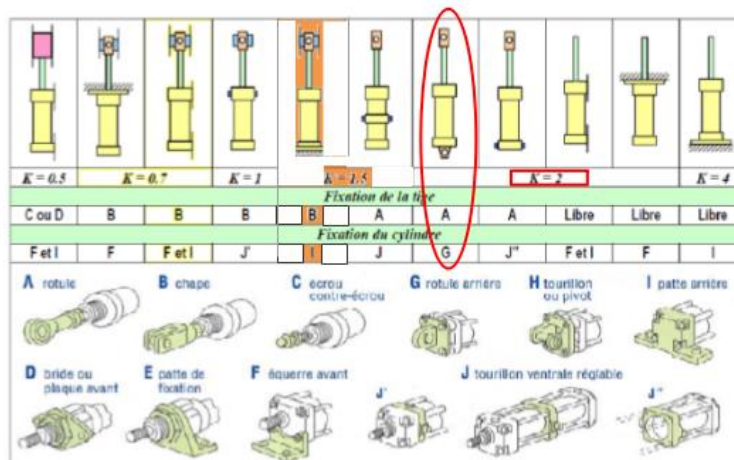


Figure III.8: Coefficient de fixation et mode de fixation.

- Calcul de la longueur libre du flambage (L) :

$$\text{On sait que } L = C \times K$$

$$\Rightarrow L = 343.34 \times 2$$

$$\Rightarrow L = 687 \text{ mm}$$

⁴ Un facteur de course : Le facteur K dépend du mode de fixation du vérin et du type de guidage de l'extrémité de la charge ; Ces coefficients sont en général donnés sous forme de tableau par les constructeurs de vérins.

- **Détermination du diamètre de la tige et du piston :**

Pour : une force de 5902.22daN et une longueur libre de 687 mm, on distingue que le diamètre de la tige égale à $\varnothing 36$ et un alésage de $\varnothing 63$ (par facteur de sécurité). (Voir l'annexe 02)

∅ Bore / ∅ Alésage / ∅ Kolben	25	32	40	50	63	80	100	125
∅ MM Rod / Tige / Stange	16	18	22	28	36	45	56	70
∅ CD	12	12	16	20	25	32	40	50
E	45	56	63	75	85	106	125	160
EE	1/8 G	1/8 G	1/4 G	1/4 G	3/8 G	3/8 G	1/2 G	1/2 G
EW	16	16	20	25	32	40	50	63
L	20	20	25	25	32	40	56	63
R MR	14	14	16	20	25	32	40	50
P	34	45	45	53	56	63	70	80
W	28	32	40	40	45	50	58	63
Y	46	48	55	57	71	74	81	93
XD	112	122	140	150	177	192	233	261
ZS	12	12	15	12	17	18	20	23

All dimensions are in mm except for "EE" / Toutes les dimensions sont en mm, sauf pour "EE"
Alle Angaben sind in mm, außer "EE"

Figure III.9 : Abaque des diamètres et alésages des vérins hydrauliques.

- **Détermination de la pression du vérin :**

$$F_t = P \times S \Rightarrow P = \frac{F_t}{S}$$

- **Premièrement on calculera la section du vérin**

$$S = \frac{\pi \times D^2}{4} \quad \text{A.N:} \quad S = \frac{\pi \times (6.3)^2}{4} = 31.17 \quad S = 31.17 \text{ cm}^2$$

$$P = \frac{5902.22}{31.17} = 189.3 \quad P = 189.3 \text{ bar}$$

D'après la force réelle totale nécessaire à déplacer la charge $F_t = 5902.22 \text{ daN}$, par facteur de sécurité on va choisir un vérin d'une pression de 120 bar (vérin normalisé). (Voir l'annexe 02)

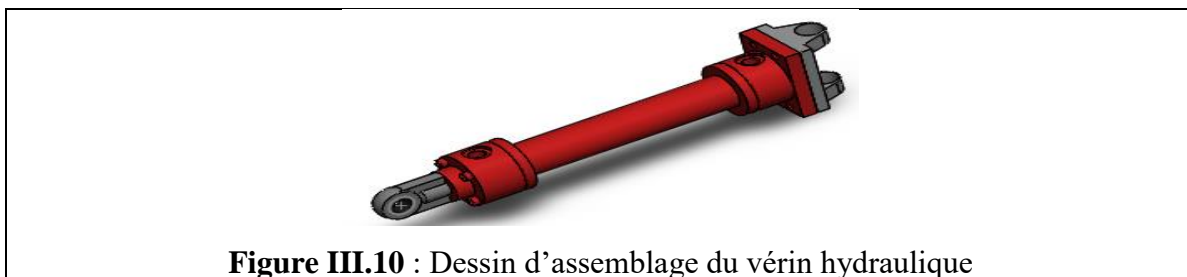


Figure III.10 : Dessin d'assemblage du vérin hydraulique

III.4.2 Longueurs des segments du bras manipulateur

Afin de faciliter la lecture et le repérage dans les prochains chapitres, nous allons utiliser la notation de « Segment » suivie de son numéro (n°)

- Le segment [CD] : Le Bras (Segment n° 01)
- Le segment [AC] : L'Avant-bras (Segment n° 02)
- Le segment [AG] : La chaise (Segment n° 03)

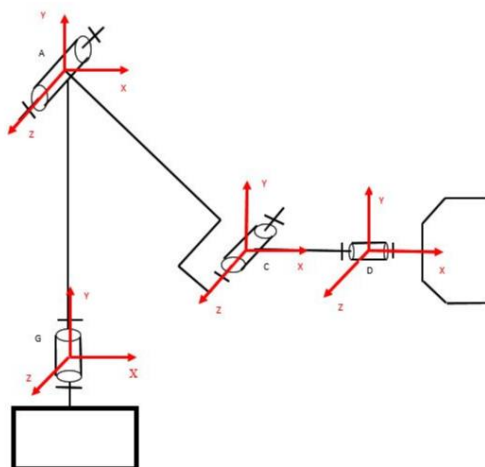


Figure III.11: Schémas cinématique de notre système.

On impose :

- Un rayon de balayage de 2000mm ce qui veut dire que $AB=2000$ mm
- Segment n° 01 (Le bras) égal à $CD=500$ mm
- La hauteur du manipulateur défini par la longueur de segment n° 03 (La chaise) égal à $AG=2500$ mm
- L'angle d'inclinaison du segment AC par rapport au vertical est au minimum égal à 45° et maximum 90° .
- Un poids de levage 40 000N d'une charge de :

$$P=mg \Rightarrow P=4000 \times 10 \Rightarrow P= 40000 \text{ N}$$

III.4.3 Calcul de la longueur du segment N°2[AC] (l'avant- bras)

$$AE=AB-CD \Rightarrow AE=15000$$

$$\sin 45^\circ = \frac{AE}{AC} \Rightarrow AC = \frac{AE}{\sin 45^\circ} \Rightarrow AC = 2121.3 \text{ mm}$$

III.4.4 Dimensionnement du bras (segment N°1)

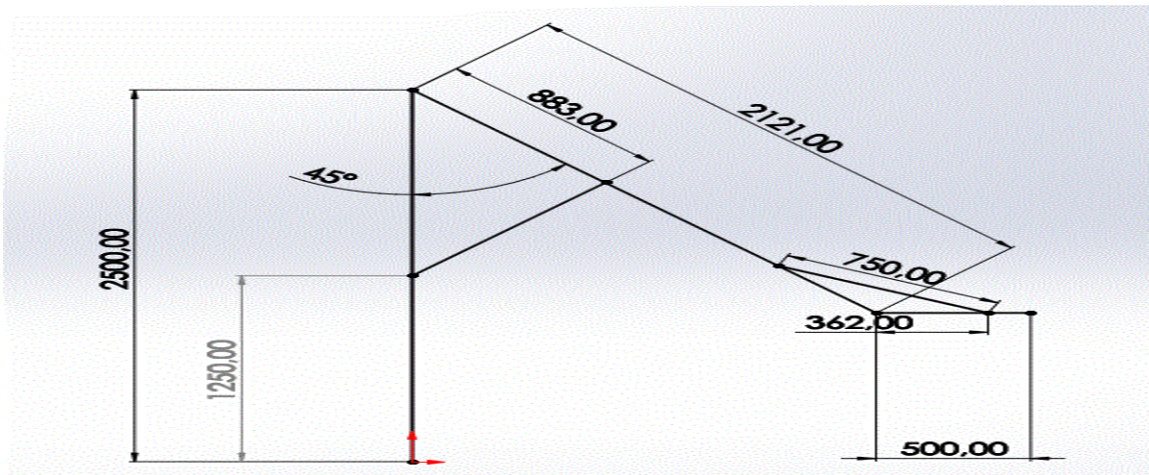


Figure III.12 : différents dimensionnes du bras manipulateur fait sur SolidWorks cas les vérins à l'état initial

III.4.4.1 Calcul à la flexion

Nous allons supposer le segment (N°1) comme étant un profilé de structure métallique, comme la masse seras négligé par rapport à la charge soulevée et le vérin N°02 qui maintient le segment N°01 horizontalement tout au long de la course du segment N°2 qui se déplace verticalement.

1^{er} cas : vérin au repos

Hypothèse :

- Charge à soulever (le poids de la bobine 40 000N et celle de la pince2000N).
- Longueur de la poutre $L_1=500 \text{ mm}$
- L'angle du vérin 25° (d'après SolidWorks).
- La distance entre le point A et le vérin $l_1=397.62\text{mm}$.

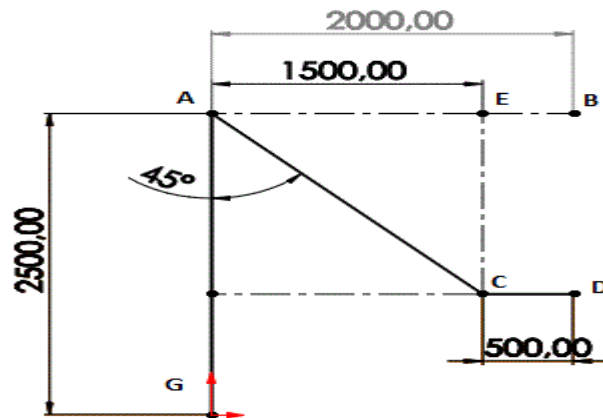


Figure III.13 : Longueurs des différents segments du bras manipulateur

○ **Bilan de forces :**

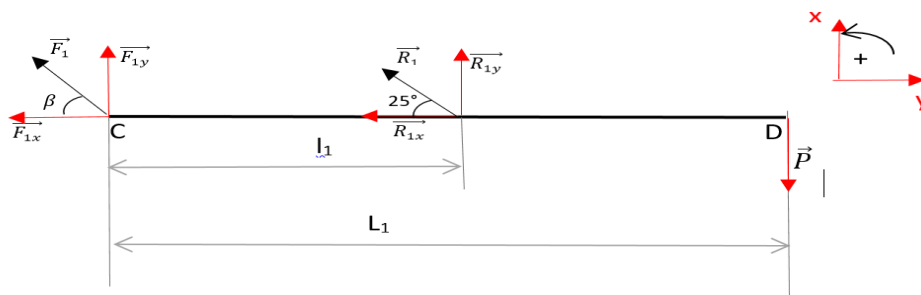


Figure III.14 : bilan des force segment 1

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{0} \Rightarrow \vec{P} + \vec{F}_1 + \vec{R}_1 = \vec{0}$$

○ **Projection sue \vec{ox} :**

$$R_{1x} = R_1 \cos 25^\circ$$

$$-F_{1x} - R_{1x} = 0 \Rightarrow -F_{1x} - R_1 \cos 25^\circ = 0 \Rightarrow F_{1x} = -R_1 \cos 25^\circ$$

○ **Projection sue \vec{oy} :**

$$R_{1y} = R_1 \sin 25^\circ$$

$$-P + F_{1y} + R_{1y} = 0 \Rightarrow -P + F_{1y} + R_1 \sin 25^\circ = 0$$

$$\Rightarrow F_{1y} = P - R_1 \sin 25^\circ$$

▪ **Les moments :**

$$\sum \vec{M}/_A = \vec{0} \Rightarrow -P \times L_1 + R_{1y} \times l_1 = 0 \Rightarrow R_{1y} = \frac{P \times L_1}{l_1}$$

A.N:

$$R_{1y} = \frac{42000 \times 500}{397.62} \Rightarrow R_{1y} = 52814.2N$$

▪ Calcul de la réaction R :

$$\vec{R}_1 = -R_{1x}\vec{i} + R_{1y}\vec{j} \quad \text{d'où} \quad \begin{cases} R_{1x} = -R_1 \times \cos 25^\circ \dots (1) \\ R_{1y} = R_1 \times \sin 25^\circ \dots (2) \end{cases} \Rightarrow \text{De (2) :}$$

$$R_1 = \frac{R_{1y}}{\sin 25^\circ}$$

A.N: $R_1 = 124969.14N$

En remplaçant par la valeur de R dans l'eq (2) :

$$R_{1x} = -R_1 \times \cos 25^\circ \Rightarrow R_{1x} = -124969.14 \times \cos 25^\circ \Rightarrow R_{1x} = -113260.5 N$$

▪ Calcul de \vec{F} :

On a $\vec{F}_1 = -F_{1x}\vec{i} + F_{1y}\vec{j}$ et $\begin{cases} F_{1x} = -R_1 \times \cos 25^\circ \\ F_{1y} = P - R_1 \times \sin 25^\circ \end{cases}$

$$\Rightarrow \begin{cases} F_{1x} = -124969.14 \times \cos 25^\circ \\ F_{1y} = 42000 - (124969.14 \times \sin 25^\circ) \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} F_{1x} = -113260 N \\ F_{1y} = -10814.2N \end{cases}$$

▪ Calcul de L'angle β :

$$\tan \beta = \frac{F_{1y}}{F_{1x}} \Rightarrow \tan \beta = \frac{-113260}{10814.2} = 0.128$$

$$\Rightarrow \beta = 5.45^\circ$$

▪ Déduire \vec{F}_1 :

$$F_{1x} = F_1 \times \cos \beta_1 \Rightarrow F_1 = \frac{F_{1x}}{\cos \beta_1} \Rightarrow F_1 = \frac{10814.2}{\cos 5.45^\circ}$$

$$F_1 = -20781.7 N$$

▪ Calcul des efforts tranchants et des moments fléchissant :

▪ Tronçon I: $0 \leq x \leq l_1$

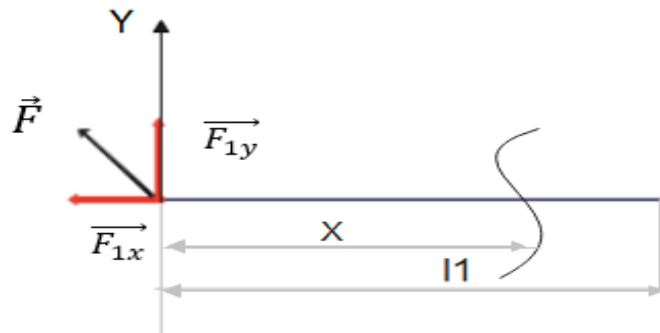


Figure III.15 : schématisation des effort tronçon 1

Les efforts tranchants :

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{0}$$

Projection sur \vec{ox} :

$$N - F_{1x} = 0 \Rightarrow N = F_{1x} \Rightarrow N = -113260 \text{ N}$$

Projection sur \vec{oy} :

$$T + F_{1y} = 0 \Rightarrow T = -F_{1y} \Rightarrow T = 10814.2 \text{ N}$$

Les moments fléchissants :

$$\sum \vec{M}_f = \vec{0}$$

$$M_f + F_{1y} \times x = 0 \Rightarrow M_f = -F_{1y} \times x \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{pour } x = 0 \Rightarrow M_f = 0 \text{ N.mm} \\ \text{pour } x = l \Rightarrow M_f = 4299958.1 \text{ N.mm} \end{array} \right.$$

- Tronçon II : $l_1 \leq x \leq L_1$

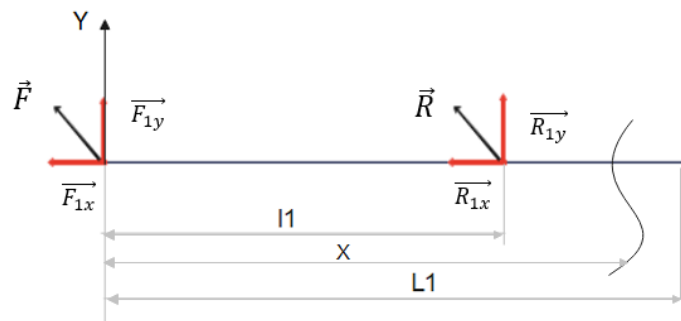


Figure III.16: schématisation des efforts tronçon 2

Les efforts tranchants :

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{0}$$

Projection sur \vec{Ox} :

$$-F_{1x} - R_{1x} + N = 0 \Rightarrow N = F_{1x} + R_{1x}$$

Projection sur \vec{Oy} :

$$F_{1y} + R_{1y} + T = 0 \Rightarrow T = -F_{1y} - R_{1y}$$

A.N :

$$\Rightarrow N = F_{1x} + R_{1x} \Rightarrow N = (-124233.4) + 124233.4$$

$$\Rightarrow T = -(-F_{1y}) - R_{1y} \Rightarrow T = -(-15931) - 57931$$

$$\Rightarrow \begin{cases} N = 0 \text{ N} \\ T = -42000 \text{ N} \end{cases}$$

Les moments fléchissants :

$$\sum \vec{M}_f = \vec{0} \Rightarrow M_f + F_{1y} \times x + R_{1y} \times (x - l_1) = 0$$

$$\Rightarrow M_f = -F_{1y} \times x - R_{1y} \times (x - l_1)$$

Cas ou $x=l_1$: $M_{f(l)} = -F_{1y} \times l_1$

A.N:

$$M_{f(l)} = -10814.2 \times 397.62 \Rightarrow M_f = -4299942.2 \text{ N.mm}$$

Cas ou $x=L$: $M_{f(L)} = -F_{1y} \times L_1 - R_{1y} \times (L_1 - l_1)$

A.N:

$$M_{f(L)} = -F_{1y} \times (500) - R_{1y} \times (102.38)$$

$$\Rightarrow M_{f(L)} = -10814.2 \times (500) - 52814.2 \times (102.38)$$

$$\Rightarrow M_{f(L)} = 0 \text{ N.mm}$$

- Diagrammes des efforts tranchants et moments fléchissant :
 - Résultats numériques (par le logiciel RDM)

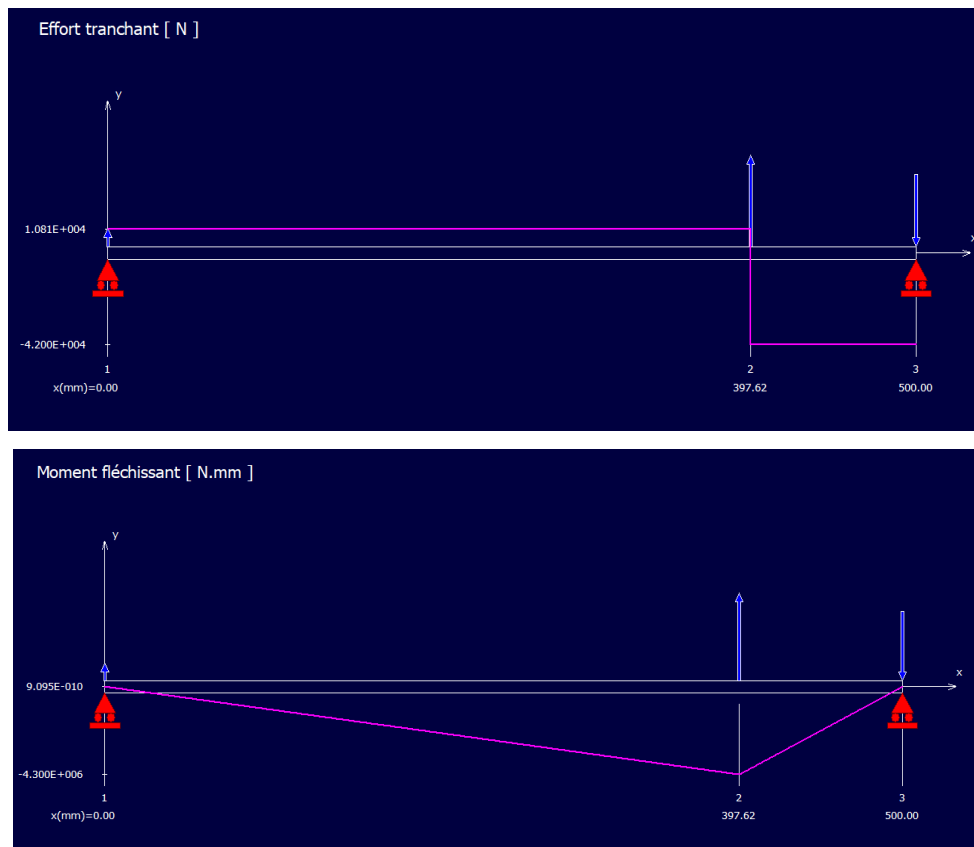


Figure III.17: Diagrammes des efforts tranchant et moments fléchissant.

- **Calcul à la résistance à la flexion**

$$\sigma_f = \frac{M_{fmax}}{(I/v)} \leq \frac{\sigma_{rp}}{s} \text{ D'où } \sigma_{rp} = \frac{\sigma_e}{2} = 137.5$$

$$I/v = \frac{M_{fmax} \times s}{\sigma_{rp}}$$

$$I/v \geq \frac{57 \times 10^5 \times 8}{137.5} \Rightarrow I/v \geq 331636.36 \text{ mm}^3 \Rightarrow I/v \geq 331.6 \text{ cm}^3$$

On prend 355 cm^3 , une section carré de $180 \times 180 \times 10$, Surface = 6690 mm^2 (voir l'annex 04).

2^{ème} cas : cas de vérin tendu

Remarque : le vérin qui relie entre les segments 01 et 02 a pour rôle de maintenir le segment 01 horizontalement.

Hypothèse :

- $P = 40000 \text{ N}$.
- \vec{R} : la force max du vérin.

- F_1 : la réaction de l'articulation entre segment N°1 et N°2.
- L : longueur de la poutre.
- L : distance de fixation du vérin
- L'angle du vérin est à 180°

▪ **BILAN DE FORCES**

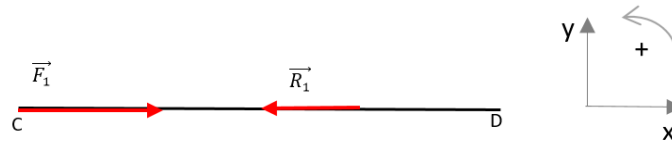


Figure III.18 : schématisation des efforts cas horizontal

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{0}$$

Projection sur \vec{ox} :

$$F_1 - R_1 = 0 \Rightarrow F_1 = R_1$$

La force \vec{F}_1 exercée en (A) doit être égale à la force \vec{R}_1 d'attraction de vérin N°02 pour maintenir le segment horizontalement.

Donc :

$$F_1 = R_1 = F_x = 124233.4 \text{ N}$$

La force d'attraction du vérin est 124233.4 N.

III.4.4.2 Calcul de la résistance à la flexion

$$\sigma_f = \frac{M_{f \max}}{(I/v)} \leq \frac{\sigma_{rp}}{s} \text{ d'où } M_{f \max} = 57 \times 10^5 \text{ N.mm}$$

$$\sigma_{rp} = \frac{\delta_e}{2}$$

σ_f : contrainte de flexion.

$M_{f \max}$: moment fléchissant maximal.

I_y : moment d'inertie quadratique.

v : distance entre la fibre et la fibre extérieure.

$\delta_{rp} = \delta_{adm}$: contrainte admissible.

σ_e : la limite d'élasticité.

$s = 8$: coefficient de sécurité.

Le matériau choisi pour la bras est un acier de construction ; dont la $\sigma_e = 275 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_{rp} = \sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{2} = \frac{275}{2} = 137.5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_f = \frac{M_f \max}{(I/v)} \leq \frac{\delta_{rp}}{s} \Rightarrow I/v \geq \frac{M_f \max \times A}{\delta_{rp}}$$

A.N. :

$$I/v \geq \frac{57 \times 10^5 \times 8}{137.5} \Rightarrow I/v \geq 331.6 \text{ cm}^3 ; \text{ on prend } 355 \text{ cm}^3$$

Une section carré 180*180*10 d'une surface S=6690 mm^2 (Voir l'annexe 04)

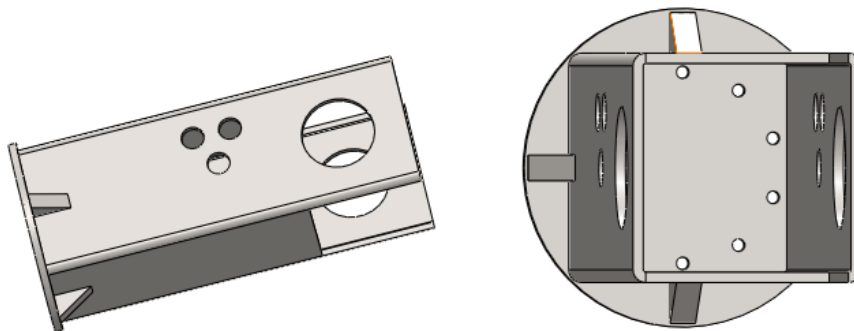


Figure III.19 : dessin SolidWorks segment 1.

III.4.4.3 Calcul de la contrainte à la flexion

$$\sigma_f = \frac{M_f \max}{(I/v)} \Rightarrow \sigma_f = \frac{57 \times 10^5}{355 \times 10^3} \Rightarrow \sigma_f = 16.05 \text{ N/mm}^2$$

$$16.05 \leq 137.5 \text{ N/mm}^2$$

Donc le dimensionnement du bras CD va résister.

III.4.5 Choix Vérin N°2 (entre segment 1 et segment 2)

Pour le cas étudié de la pince, un vérin hydraulique sert à créer un mouvement mécanique et se caractériser par les paramètres suivants :

- Déplacer une charge de 4420 Kg

- Une vitesse moyenne de 0.10 m/s
- Force exercée est de **124969.14** N (calculé précédemment)
- Une course $c=246.47\text{mm}$ (obtenue en SolidWorks)
- η_V : Le rendement : 0.9 %

Pour déterminer les dimensions d'un vérin nous devons faire certains calculs en tenant compte les forces exercées.

➤ **Calcul de force (F_1) nécessaire pour équilibré la masse :**

$$m = 4420 \text{ Kg} \qquad C = 246.47\text{mm}$$

$$V = 0.10 \text{ m/s} \qquad g = 10 \text{ m/s}^2$$

⇒

$$F_1 = m \times g \Rightarrow F_1 = 4420 \times 10 \Rightarrow F_1 = 44200\text{N} = 4420 \text{ daN}$$

$$F_1 = 4420 \text{ daN}$$

➤ **Calcul de force (F_2) nécessaire pour communiqué l'accélération (γ) :**

$$F_2 = m \times \gamma \quad \text{avec } V = \gamma \times t \Rightarrow \gamma = \frac{V}{t}$$

$$\text{La durée de l'accélération représente : } t = \frac{1}{5}T$$

$$\Rightarrow C = V \times T \Rightarrow T = \frac{C}{V}$$

A.N:

$$T = \frac{0.246}{0.10} = 2.46 \Rightarrow T = 2.46 \text{ s}$$

$$t = \frac{1}{5} \times 2.46 = 0.492 \Rightarrow t = 0.492 \text{ s}$$

A.N:

$$\gamma = \frac{0.10}{0.246} \Rightarrow \gamma = 0.407 \text{ m/s}^2$$

Alors:

$$F_2 = 4420 \times 0.407 \Rightarrow F_2 = 1798.94\text{daN}$$

Force réelle totale (F_t) nécessaire à déplacer la charge :

$$F_t = \frac{(F_1 + F_2)}{\eta_V} \quad F_t = \frac{(4420 + 1798.94)}{0.9} \quad F_t = 6909.33\text{daN}$$

• **Détermination de la tige du vérin :**

- **Détermination du coefficient du mode de fixation :**

Après avoir étudié notre cas, on a choisi un type de cylindre de vérin avec une rotule arrière et parallèlement de type fixation de la tige est ainsi avec une rotule, comme le montre la figure ci-contre, un coefficient de course égale $K = 2$.

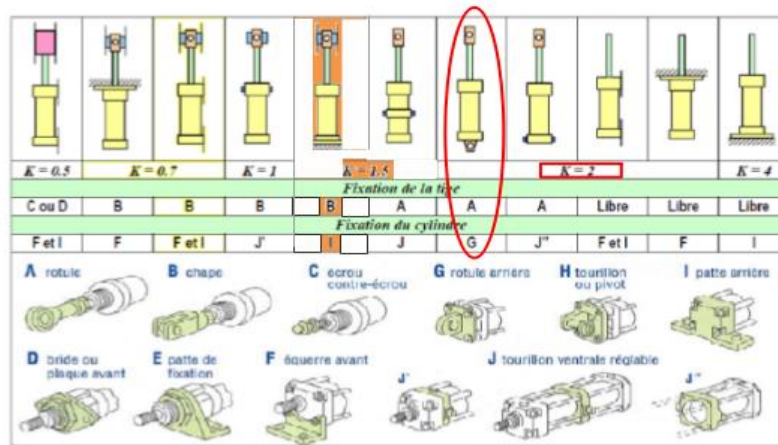


Figure III.20 : Coefficient fixation et mode de fixation.

- **Calcul de la longueur libre du flambage (L) :**

On sait que $L = C \times K$

$$\Rightarrow L = 246.47 \times 2$$

$$\Rightarrow L = 492.94 \text{ mm}$$

- **Détermination du diamètre de la tige et du piston :**

Pour : une force de **6909.33 daN** et une longueur libre de **492.94 mm**, on distingue que le diamètre de la tige égale à **Ø45** et un alésage de **Ø80** (par facteur de sécurité) (Voir l'annexe 02).

∅ Bore / ∅ Alésage / ∅ Kolben	25	32	40	50	63	80	100	125
∅ MM Rod / Tige / Stange	16	18	22	28	36	45	56	70
∅ CD	12	12	16	20	25	32	40	50
E	45	56	63	75	85	106	125	160
EE	1/8 G	1/8 G	1/4 G	1/4 G	3/8 G	3/8 G	1/2 G	1/2 G
EW	16	16	20	25	32	40	50	63
L	20	20	25	25	32	40	56	63
R MR	14	14	16	20	25	32	40	50
P	34	45	45	53	56	63	70	80
W	28	32	40	40	45	50	58	63
Y	46	48	55	57	71	74	81	93
XD	112	122	140	150	177	192	233	261
ZS	12	12	15	12	17	18	20	23

All dimensions are in mm except for "EE" / **Toutes les dimensions sont en mm, sauf pour "EE"**
 Alle Angaben sind in mm, außer "EE"

Figure III.21 : Abaque des diamètres et alésages des vérins hydraulique

- **Détermination de la pression du vérin :**

$$F_t = P \times S \Rightarrow P = \frac{F_t}{S}$$

- **Premièrement on calculera la section du vérin**

$$S = \frac{\pi \times D^2}{4}$$

$$\underline{\text{A.N:}} \quad S = \frac{\pi \times (8)^2}{4} = 50.24 \quad S = 50.24 \text{ cm}^2$$

$$P = \frac{6909.33}{50.24} = 137.52 \quad P = 137.52 \text{ bar}$$

D'après la force réelle totale nécessaire à déplacer la charge $F_t=6909.33$, par facteur de sécurité on va choisir un vérin d'une pression de 140 bar (vérin normalisé).

(Voir l'annexe 03)

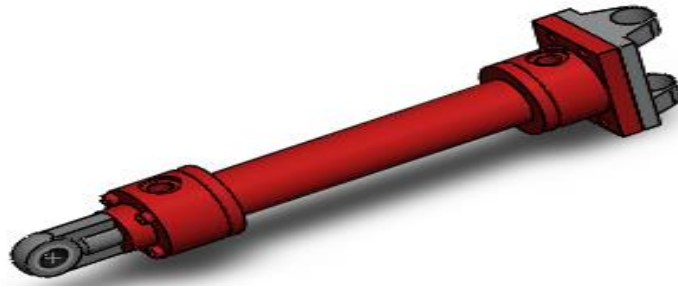


Figure III.22 : Dessin d'assemblage du vérin hydraulique

III.4.6 Dimensionnement de l'avant-bras

III.4.6.1 Cas : segment incliné

Au départ on a ;

La réaction du segment (1) par rapport au segment (2) :

$$\begin{cases} F_{1x} = -113260.5N \\ F_{1y} = -10814.2 N \\ F_1 = -20781.7 N \end{cases}$$

Les efforts fournis par le vérin n° 3 :

$$\begin{cases} R_{1x} = 113260.5N \\ R_{1y} = 52841.2N \\ R_1 = 124969.04N \end{cases}$$

Et on a :

- $l_2=883.22$: la longueur du positionnement du vérin n°2 sur le segment n°2
- $l_{2'}=1630 \text{ mm}$: la longueur du positionnement du vérin n°1 sur le segment n°2.
- $L_2 = 2121.3 \text{ mm}$: la longueur de l'avant-bras.
- **Bilan de forces :**

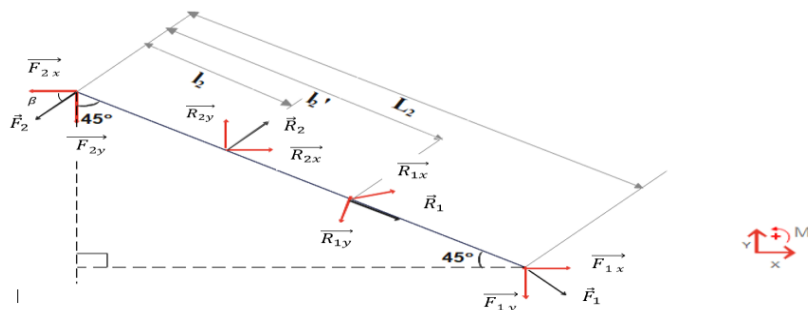


Figure III.23 : bilan des forces segment 2

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{0} \Rightarrow \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{R}_1 + \vec{R}_2 = \vec{0}$$

○ **Projection sur l'axe \vec{Ox}** :

$$F_{1x} - F_{2x} + R_{1x} + R_{2x} = 0$$

On a $R_{2x} = R_2 \times \cos 45^\circ$

$$\Rightarrow F_{2x} = R_{2x} \cos 45^\circ + R_{1x} + F_{1x}$$

○ **Projection sur l'axe \vec{Oy}** :

$$-F_{1y} - F_{2y} - R_{1y} + R_{2y} = 0$$

On a $R_{2y} = R_2 \times \sin 45^\circ$

$$\Rightarrow F_{2y} = R_2 \sin 45^\circ - R_{1y} - F_{1y}$$

• **Les moments** :

$$\sum \vec{M}/A = \vec{0} \Rightarrow -F_{1y} \times L_2 - R_{1y} \times l_2' + R_{2y} \times l_2 = 0$$

$$\Rightarrow R_{2y} = \frac{F_{1y} \times L_2 + R_{1y} \times l_2'}{l_2}$$

Pour calculer R_2 :

$$R_{2y} = R_2 \times \sin 45^\circ \Rightarrow R_2 = \frac{R_{2y}}{\sin 45^\circ}$$

A.N.: $R_{2y} = 71546.12N$

$$R_2 = 101181.5N$$

$$R_{2x} = 71546.12N$$

$$F_{2y} = 29519.15 N$$

$$F_{2x} = 71546.12N$$

Pour calculer F_2 :

$$\tan \beta_2 = \frac{F_{2y}}{F_{2x}} \Rightarrow \beta_2 = 22.29^\circ$$

On a:

$$F_{2x} = F_2 \cos \beta_2 \Rightarrow F_2 = \frac{F_{2x}}{\cos \beta_2}$$

A.N.: $F_2 = 77324.09N$

- Diagrammes des efforts tranchants et moments fléchissant
 - Résultats numériques (par le logiciel RDM)

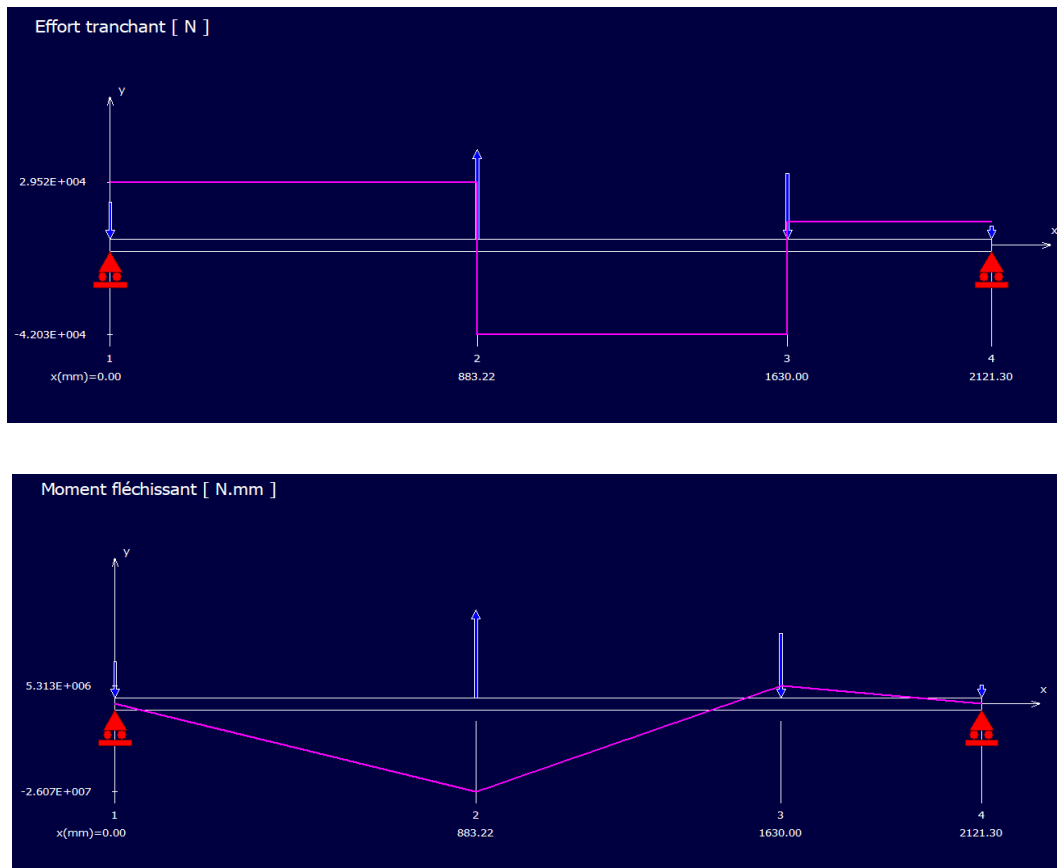


Figure III.24: Diagrammes des efforts tranchant et moments fléchissant.

- **Détermination de la section de la poutre :**
 - La charge maximale $R_2 = 101035.22N$.
 - Coefficient de sécurité $s=8$ (max).
 - La limite d'élasticité du matériau S275JR $R_e = 275 N/mm^2$
 - δ_{max} : La contrainte maximale de la flexion.

$$\sigma_{max} = \frac{R_{max}}{S_1} \leq \frac{R_e}{s} \Rightarrow S_1 \geq \frac{R_{max} \times s}{R_e}$$

$$\text{A.N: } S_1 \geq 2939.20 \text{ mm}^2 \Rightarrow S_1 \geq 29.3920 \text{ cm}^2$$

Nous avons opté pour une surface $S_1 = 5490 \text{ mm}^2$, nous donnera un profil carré creux de dimension $(150 \times 150 \times 10)$; (voir l'annexe 4).

III.4.6.2 Cas : d'un vérin étendu

- **Bilan de forces :**

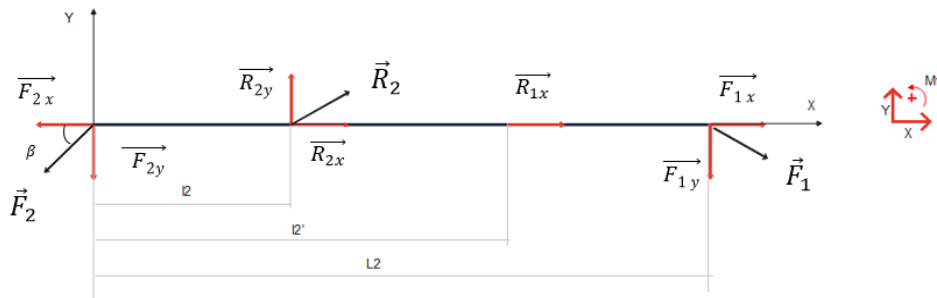


Figure III.25 : Bilan des forces segment 2 cas vérin tendu

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{0} \Rightarrow \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{R}_1 + \vec{R}_2 = \vec{0}$$

○ **Projection sue $\vec{o}\vec{x}$:**

$$F_{1x} - F_{2x} + R_{1x} + R_{2x} = 0 \Rightarrow F_{2x} = F_{1x} + R_{1x} + R_{2x}$$

$$F_{2x} = R_2 \cos 54.74^\circ + F_{1x} + R_{1x}$$

○ **Projection sue $\vec{o}\vec{y}$:**

$$-F_{1y} - F_{2y} + R_{2y} = 0 \Rightarrow F_{2y} = R_{2y} - F_{1y}$$

$$F_{2y} = R_1 \sin 54.75^\circ - F_{1y}$$

○ **Les moments :**

$$\sum \overline{M/A} = \vec{0} \Rightarrow -F_{1y} \times L_2 + R_{2y} \times l_2 = 0 \Rightarrow R_{2y} = \frac{F_{1y} \times L_2}{l_2}$$

$$\text{Déduire } R_1 : R_{2y} = R_1 \sin 55^\circ$$

$$\Rightarrow R_1 = \frac{R_{2y}}{\sin 55^\circ}$$

A.N :

$$R_{2y} = 6117.35N$$

$$R_1 = 7491.78N$$

$$R_{1x} = 4324.912N$$

$$F_{2y} = R_1 \sin 54.75^\circ - F_{1y} \Rightarrow F_{2y} = 16931.53N$$

Donc pour calculer F_2

On a :

$$\tan \beta_{2'} = \frac{F_{2y}}{F_{2x}} \Rightarrow \beta_{2'} = 8.83^\circ$$

$$F_{2y} = F_2 \sin \beta_{2'} \Rightarrow F_2 = \frac{F_{2y}}{\sin \beta_{2'}}$$

$$\Rightarrow F_2 = 110300.85N$$

- Diagrammes des efforts tranchants et moments fléchissants :
 - Résultats numériques obtenue par le logiciel RDM.

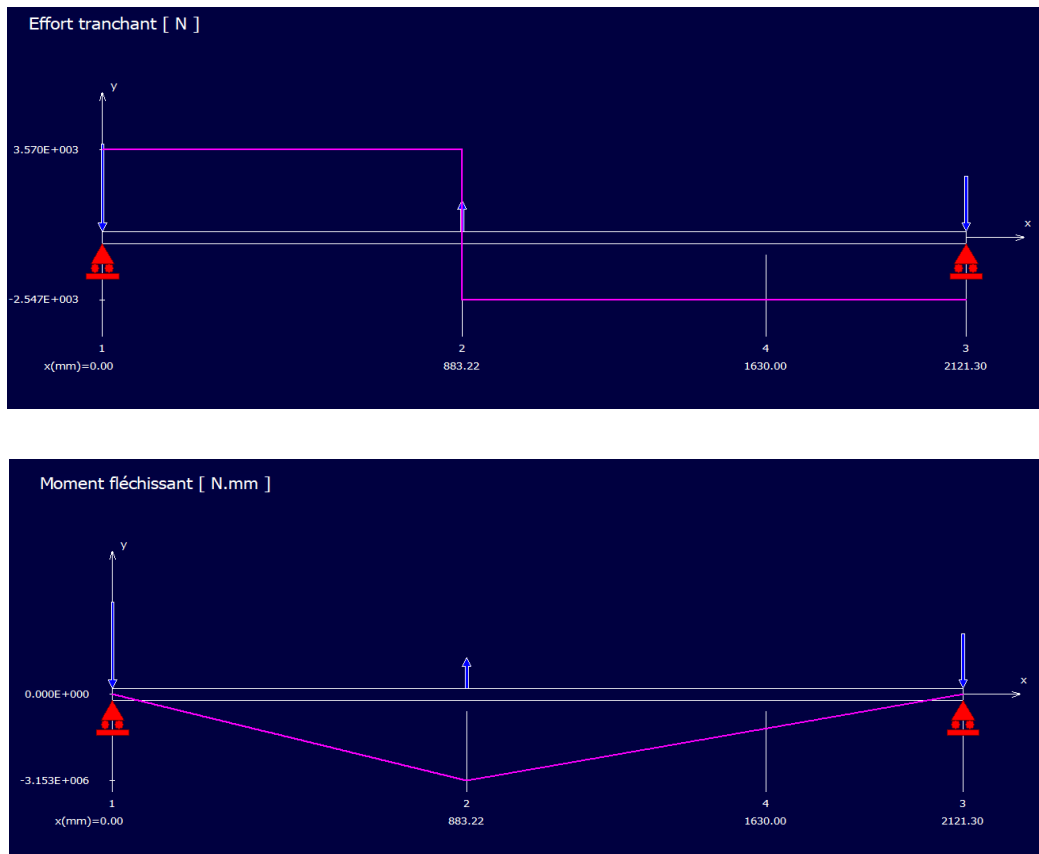


Figure III.26: Diagrammes des efforts tranchants et moments fléchissants.

- **Détermination de la section :**

$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{S_2} \leq \frac{R_e}{s} \Rightarrow F_{max} = 110300.85N$$

$$S_2 \geq \frac{F_{max} \times s}{R_e}$$

A.N:

$$S_2 \geq \frac{8 \times 110300.85}{275} \Rightarrow S_2 \geq 3208.75 \text{ mm}^2$$

On Remarque que $S_2 > S_1$, alors nous choisissons la surface la plus grande $S_2 = 5490 \text{ mm}^2$, de dimensions (150 × 150 × 10) (voir l'annexe 04).

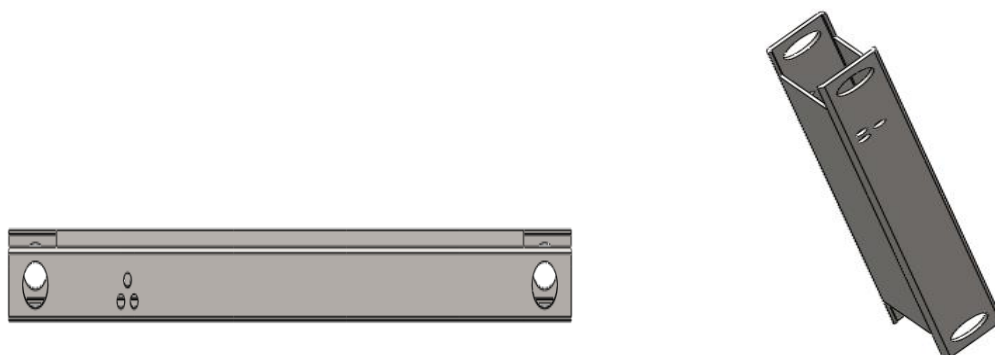


Figure III.27 : dessin SolidWorks segment 2.

• **Vérification à la flexion :**

Condition de résistance (I/v) = $236\text{cm}^3 \Rightarrow$

$$\text{Nous avons } \sigma_{max} = \frac{F_{max}}{S_2} \leq \frac{275}{8} \Rightarrow \frac{110300.85}{5490} \leq \frac{275}{8}$$

$$25.37 \leq 34.375$$

$\Rightarrow 20.09 \geq 34.37$; les dimensions calculées vérifient la résistance aux flexions

III.4.7 Choix Vérin N°3 (entre segment 2 et segment 3)

Pour le cas étudié de la pince, un vérin hydraulique sert à créer un mouvement mécanique et se caractérise par les paramètres suivants :

- Déplacer une charge de 4485.65 Kg
- Une vitesse moyenne de 0.9 m/s
- Force de poussée est de **101181.5 N** (calculé précédemment)
- Une course $c=836.7$ mm (obtenue en SolidWorks)
- η_V : Le rendement : 0.9 %

Pour déterminer les dimensions d'un vérin nous devons faire certains calculs en tenant compte des forces exercées.

➤ **Calcul de force (F_1) nécessaire pour équilibrer la masse :**

$$m = 4485.65 \text{ Kg}$$

$$C = 836.7 \text{ mm}$$

$$V = 0.09 \text{ m/s}$$

$$g = 10 \text{ m/s}^2$$

$$\Rightarrow F_1 = m \times g \Rightarrow F_1 = 4485.65 \times 10 \Rightarrow F_1 = 44856.5 \text{ N} = 4485.65 \text{ daN}$$

$$F_1 = 4485.65 \text{ daN}$$

➤ **Calcul de force (F_2) nécessaire pour communiquer l'accélération (γ) :**

$$F_2 = m \times \gamma \quad \text{avec } V = \gamma \times t \Rightarrow \gamma = \frac{V}{t}$$

La durée de l'accélération représente : $t = \frac{1}{5}T$

$$\Rightarrow C = V \times T \Rightarrow T = \frac{C}{V}$$

A.N :

$$T = \frac{0.836}{0.09} = 9.28 \Rightarrow T = 9.28 \text{ s}$$

$$t = \frac{1}{5} \times 9.28 = 1.85 \Rightarrow t = 1.85 \text{ s}$$

A.N :

$$\gamma = \frac{0.09}{0.836} \Rightarrow \gamma = 0.107 \text{ m/s}^2$$

Alors:

$$F_2 = 4485.65 \times 0.107 \Rightarrow F_2 = 479.96 \text{ daN}$$

- Force réelle totale (F_t) nécessaire à déplacer la charge :

$$F_t = \frac{(F_1 + F_2)}{\eta_V} \quad F_t = \frac{(4485.65 + 479.96)}{0.9} \quad F_t = 5517.62 \text{ daN}$$

- Détermination de la tige du vérin :
- Détermination du coefficient du mode de fixation :

Après avoir étudié notre cas, on a choisi un type de cylindre de vérin avec une rotule arrière et parallèlement de type fixation de la tige est ainsi avec une rotule, comme le montre la figure ci-contre, un coefficient de course égale $K = 2$.

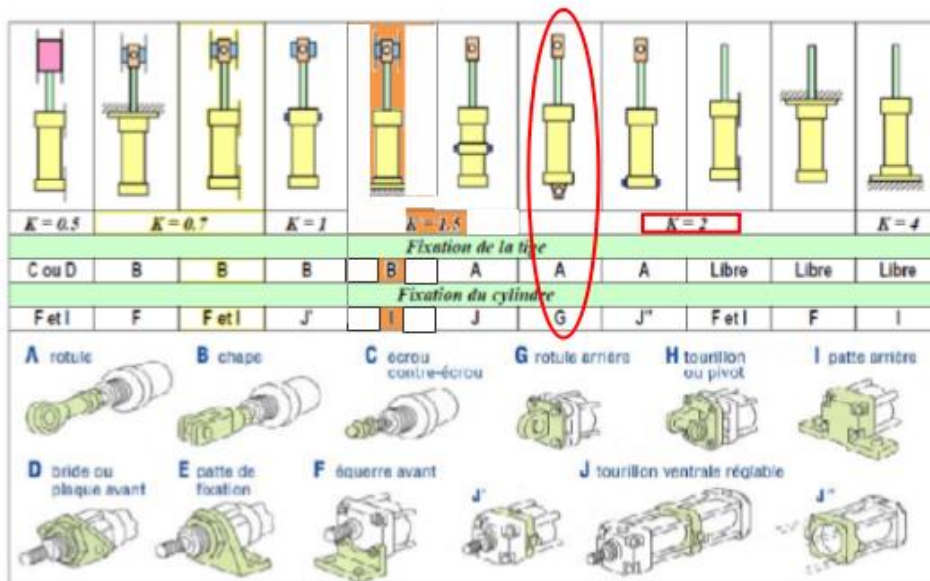


Figure III.28: Coefficient fixation du mode de fixation.

- Calcul de la longueur libre du flambage (L) :

On sait que $L = C \times K$

$$\Rightarrow L = 836.7 \times 2$$

$$\Rightarrow L = 1673.4 \text{ mm}$$

- Détermination du diamètre de la tige et du piston :

Pour : une force de 5517.62 daN et une longueur libre de 1673.4 mm, on distingue que le diamètre de la tige égale à Ø45 et un alésage de Ø80 (par facteur de sécurité)

(Voir l'annexe 02).

Ø Bore / Ø Alésage / Ø Kolben	25	32	40	50	63	80	100	125
Ø MM Rod / Tige / Stange	16	18	22	28	36	45	56	70
Ø CD	12	12	16	20	25	32	40	50
E	45	56	63	75	85	106	125	160
EE	1/8 G	1/8 G	1/4 G	1/4 G	3/8 G	3/8 G	1/2 G	1/2 G
EW	16	16	20	25	32	40	50	63
L	20	20	25	25	32	40	56	63
R MR	14	14	16	20	25	32	40	50
P	34	45	45	53	56	63	70	80
W	28	32	40	40	45	50	58	63
Y	46	48	55	57	71	74	81	93
XD	112	122	140	150	177	192	233	261
ZS	12	12	15	12	17	18	20	23

All dimensions are in mm except for "EE" / Toutes les dimensions sont en mm, sauf pour "EE"
Alle Angaben sind in mm, außer "EE"

Figure III.29 : Abaque des diamètres et alésages des vérins hydraulique

- Détermination de la pression du vérin :

$$F_t = P \times S \Rightarrow P = \frac{F_t}{S}$$

- Premièrement on calculera la section du vérin

$$S = \frac{\pi \times D^2}{4}$$

$$\underline{\text{A.N.}} \quad S = \frac{\pi \times (8)^2}{4} = 50.24 \quad S = 50.24 \text{ cm}^2$$

$$P = \frac{5517.62}{50.24} = 109.82 \quad P = 109.82 \text{ bar}$$

D'après la force réelle totale nécessaire à déplacer la charge $F_t=5517.62 \text{ daN}$, par facteur de sécurité on va choisir un vérin d'une pression de 120 (vérin normalisé). (Voir l'annexe 03).

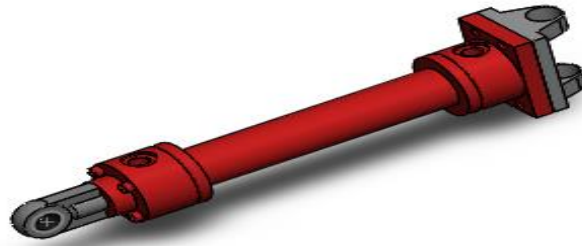


Figure III.30 : Dessin d'assemblage du vérin hydraulique

III.4.8 Dimensionnement des axes d'articulation

III.4.9 Dimensionnement de l'axe d'articulation entre le segment N°01 et le segment N°02

Données :

F_{1y} : réaction du palier selon l'axe (oy) $F_{1y}=10814$ N

F_{1x} : réaction du palier selon l'axe (ox) $F_{1x}= 113260$ N

L : la longueur de l'axe d'articulation $L=250$ mm

42CrMo4 : matériaux utilisé, limite d'élasticité $\sigma_e=750$ N/mm²

⇒ **Plan vertical**

Bilan des forces :

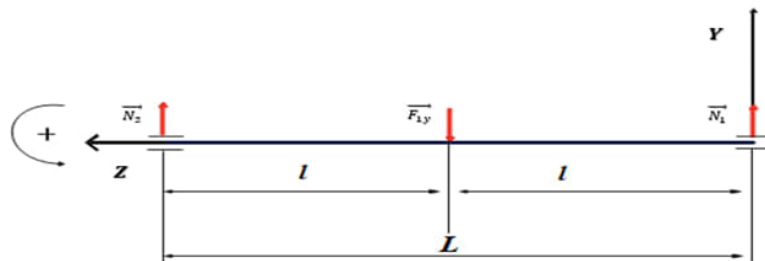


Figure III.31 : bilan des forces d'axe d'articulation segment 1/2 plan vertical

$$\begin{cases} \sum \vec{F}_{ext} = 0 \\ \sum \vec{M}_{/A} = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} N_1 - F_{1Y} + N_2 = 0 \dots \dots \dots (*) \\ N_1 \cdot (l) - F_{1Y} \cdot (L) = 0 \dots \dots \dots (**) \end{cases}$$

De (*) on aura :

$$N_1 = F_{1Y} - N_2$$

De (**) on aura :

$$N_2 = \frac{F_{1Y} \cdot (l)}{L}$$

Application numérique

$$N_2 = 5407N$$

Et donc :

$$N_1 = 5407N$$

Dans notre assemblage, au niveau de l'articulation on aura 04 roulements, et pour des raisons de symétrie on aura :

$$N'_1 = N_2 = N_3 = N_4$$

$$\Rightarrow N'_1 = \frac{N_1}{2}$$

$$N'_1 = 2703,5N$$

- Calcul des moments fléchissant et efforts tranchants

Tronçon I: $0 \leq x \leq 80$

$$T + N'_1 = 0 \Rightarrow T = -N'_1$$

$$T = -2703,5 N$$

$$N = 0 N$$

$$Mf - N'_1 \cdot X = 0$$

$$Mf = N'_1 \cdot X$$

Application numérique

$$x = 0 \Rightarrow Mf = 0 N \cdot mm$$

$$x = 80 \Rightarrow Mf = 216\,280 N \cdot mm$$

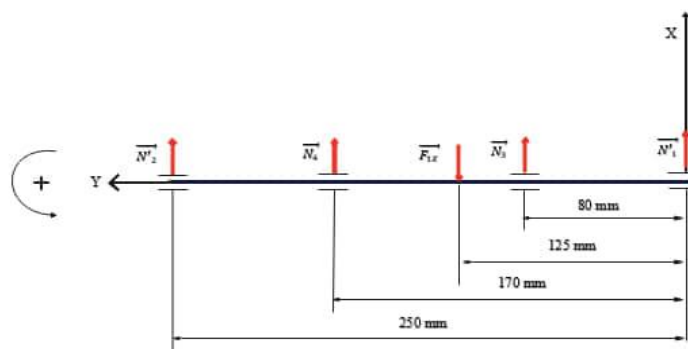


Figure III.32 : schématisation des efforts des moments fléchissants et des efforts tranchants.

Tronçon II : $80 \leq x \leq 125$

$$T + N'_1 + N_3 = 0$$

$$T = -N'_1 - N_3 \Rightarrow T = -5407 \text{ N}$$

$$N = 0 \text{ N}$$

$$Mf - N'_1 \cdot x - N_3 \cdot (x - 80) = 0$$

$$Mf = N'_1 \cdot x + N_3 \cdot (x - 80)$$

Application numérique

$$x = 80 \Rightarrow Mf = 216\,280 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$x = 125 \Rightarrow Mf = 459\,595 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Tronçon III : $125 \leq x \leq 170$

$$T + N'_1 + N_3 - F_{1y} = 0 \Rightarrow T = F_{1y} - N'_1 - N_3$$

$$T = 5407 \text{ N}$$

$$N = 0 \text{ N}$$

$$Mf - N'_1 \cdot x - N_3 \cdot (x - 80) + F_{1y} \cdot (x - 125) = 0$$

$$Mf = N'_1 \cdot x + N_3 \cdot (x - 80) - F_{1y} \cdot (x - 125)$$

Application numérique

$$x = 125 \Rightarrow Mf = 459\,595 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$x = 170 \Rightarrow Mf = 216\,280 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Tronçon IV : $170 \leq x \leq 250$

$$T + N'_1 + N_3 - F_{1y} + N_4 = 0 \Rightarrow T = F_{1y} - N'_1 - N_3 - N_4$$

$$T = 2703.5 \text{ N}$$

$$N = 0 \text{ N}$$

$$Mf - N'_1 \cdot x - N_3 \cdot (x - 80) + F_{1y} \cdot (x - 125) - N_4 \cdot (x - 170) = 0$$

$$Mf = N'_1 \cdot x + N_3 \cdot (x - 80) - F_{1y} \cdot (x - 125) + N_4 \cdot (x - 170)$$

Application numérique

$$x = 170 \Rightarrow M_f = 216\,280 \text{ N.mm}$$

$$x = 250 \Rightarrow M_f = 0 \text{ N.mm}$$

Diagrammes des efforts tranchants et moments fléchissants

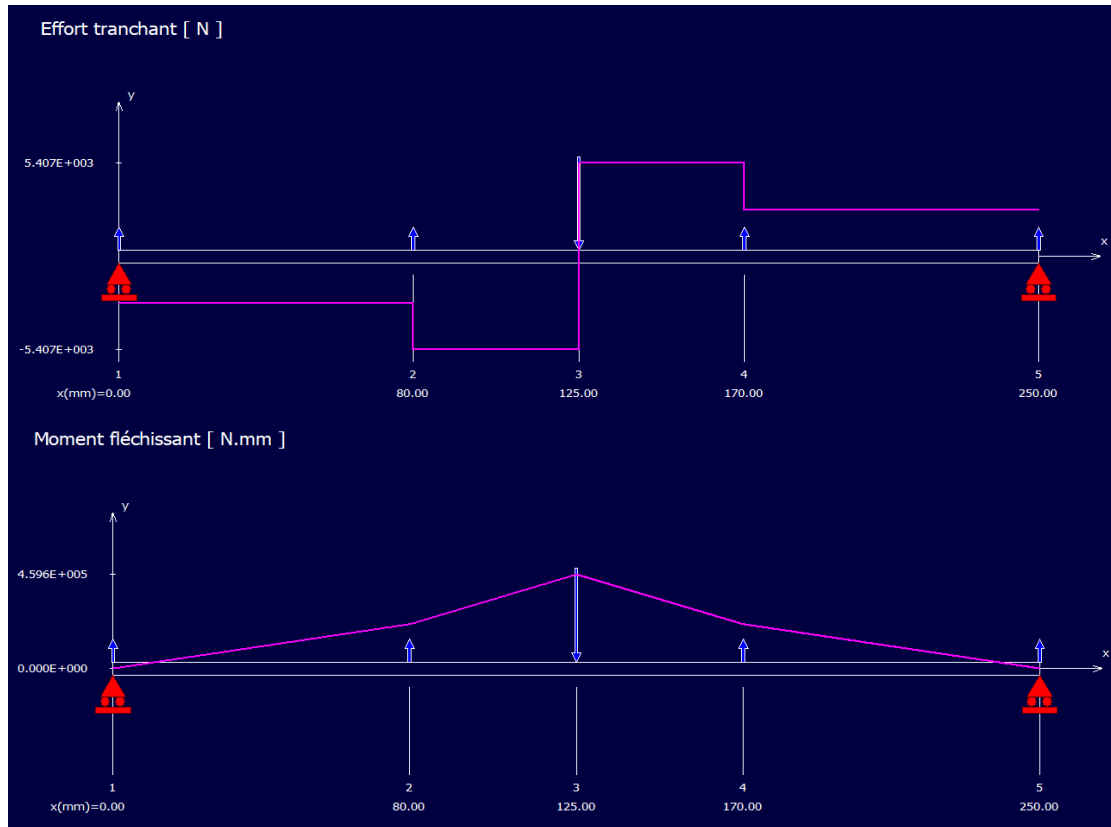


Figure III.33 : Diagrammes des efforts tranchants et moments fléchissants.

⇒ **Plan horizontal**

Bilan des forces

$$\begin{cases} \sum \vec{F}_{ext} = 0 \\ \sum \vec{M}_{/A} = 0 \end{cases}$$

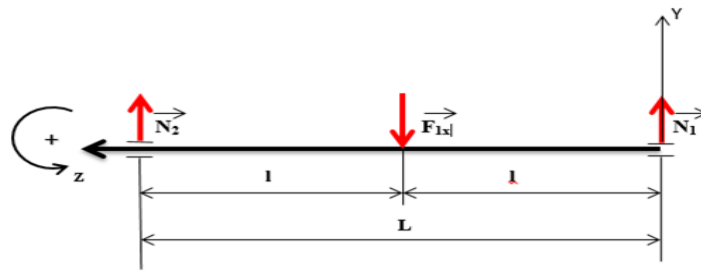


Figure III.34 : bilan des forces d'axe d'articulation segment 1/2 plan horizontal

$$\begin{cases} N_1 - F_{1x} + N_2 = 0 \dots\dots\dots (*) \\ N_1 \cdot (L) - F_{1x} \cdot (L) = 0 \dots\dots\dots (**) \end{cases}$$

De (*) on aura :

$$N_1 = F_{1x} - N_2$$

De (***) on aura :

$$N_2 = \frac{F_{1x} \cdot (l)}{L}$$

Application numérique

$$N_2 = 56\,630\text{N}$$

Et donc :

$$N_1 = 56\,630\text{N}$$

Dans notre assemblage, au niveau de l'articulation on aura 04 roulements, et pour des raisons de symétrie on aura :

$$N'_1 = N_2 = N_3 = N_4$$

$$\Rightarrow N'_1 = \frac{N_1}{2}$$

$$N'_1 = 28\,315\text{N}$$

Tronçon I: $0 \leq x \leq 80$

$$T + N'_1 = 0 \Rightarrow T = -N'_1$$

$$T = -28\,315\text{ N}$$

$$N = 0\text{ N}$$

$$M_f - N'_1 \cdot x = 0$$

$$M_f = N'_1 \cdot x$$

Application numérique

$$x = 0 \Rightarrow M_f = 0 \text{ N.mm}$$

$$x = 80 \Rightarrow M_f = 2\,265\,200 \text{ N.mm}$$

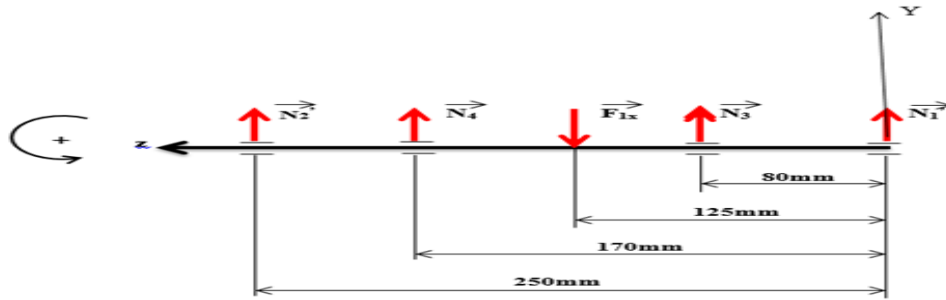


Figure III.35 : schématisation des moments fléchissants et efforts tranchants

Tronçon II : $80 \leq x \leq 125$

$$T + N'1 + N3 = 0$$

$$T = -N'1 - N3$$

$$T = -56\,630 \text{ N}$$

$$N = 0 \text{ N}$$

$$M_f - N'1 \cdot x - N3 \cdot (x - 80) = 0$$

$$M_f = N'1 \cdot x + N3 \cdot (x - 80)$$

Application numérique

$$x = 80 \Rightarrow M_f = 2\,265\,200 \text{ N.mm}$$

$$x = 125 \Rightarrow M_f = 4\,813\,550 \text{ N.mm}$$

Tronçon III : $125 \leq x \leq 170$

$$T + N'1 + N3 - F_{1x} = 0 \Rightarrow T = F_{1x} - N'1 - N3$$

$$T = 56\,630 \text{ N}$$

$$N = 0 \text{ N}$$

$$M_f - N'1 \cdot x - N3 \cdot (x - 80) + F_{1x} \cdot (x - 125) = 0$$

$$M_f = N'1 \cdot x + N3 \cdot (x - 80) - F_{1x} \cdot (x - 125)$$

Application numérique

$$x = 125 \Rightarrow M_f = 4\,813\,550 \text{ N.mm}$$

$$x = 170 \Rightarrow M_f = 2\,265\,200 \text{ N.mm}$$

Tronçon IV : $170 \leq x \leq 250$

$$T + N'1 + N3 - F_{1x} + N4 = 0 \Rightarrow T = F_{1x} - N'1 - N3 - N4$$

$$T = 28\,315\text{ N}$$

$$N = 0\text{ N}$$

$$M_f - N'_1 \cdot x - N_3 \cdot (x - 80) + F_{1x} \cdot (x - 125) - N_4 \cdot (x - 170) = 0$$

$$M_f = N'_1 \cdot x + N_3 \cdot (x - 80) - F_{1x} \cdot (x - 125) + N_4 \cdot (x - 170)$$

Application numérique

$$x = 170 \Rightarrow M_f = 2\,265\,200\text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$x = 250 \Rightarrow M_f = 0\text{ N}\cdot\text{mm}$$

Diagrammes des efforts tranchants et moments fléchissant :

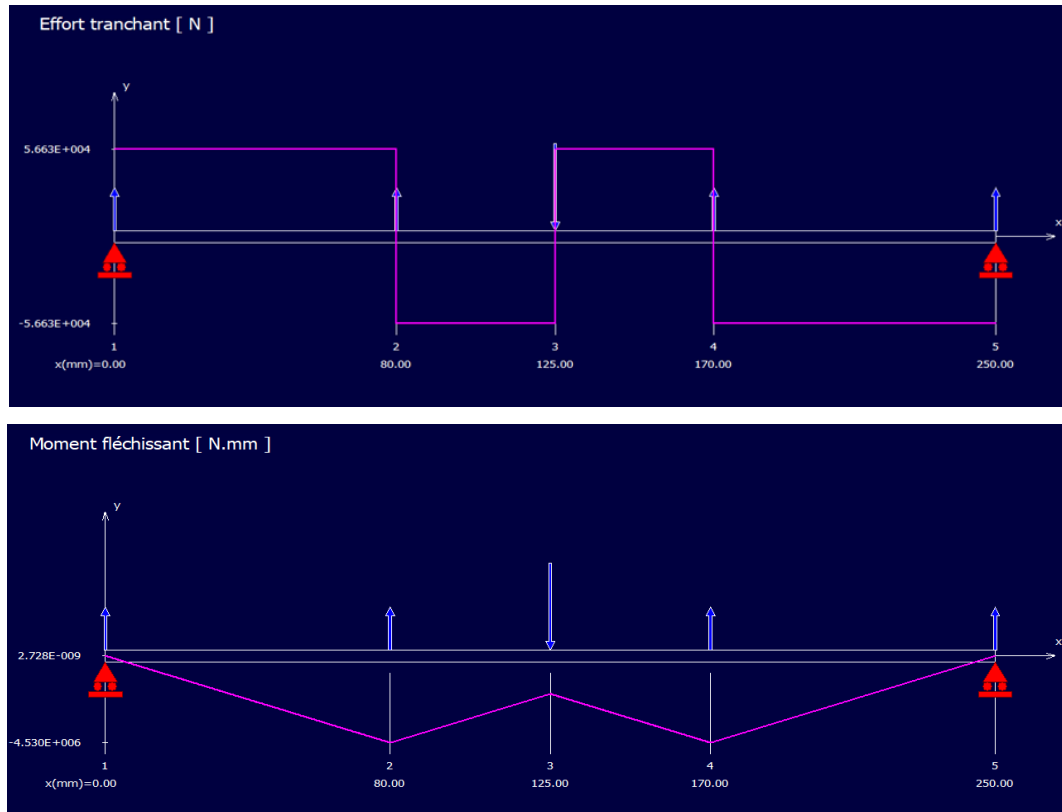


Figure III.36 : Diagrammes des efforts tranchant et moments fléchissant.

$$M_{fmax} = \sqrt{(M_{fxmax})^2 + (M_{fy max})^2}$$

Application numérique

$$M_{fmax} = \sqrt{459\,595^2 + 4\,813\,550^2}$$

$$M_{fmax} = 48\,10^5\text{ N}\cdot\text{mm}$$

➤ Condition de résistance

- La flexion

$$\sigma = \frac{M_f}{\frac{I_0}{\vartheta}} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{2}$$

$$\sigma_{adm} = 375 \text{ N/mm}^2$$

$$\begin{cases} I_0 = \frac{\pi D^4}{64} \\ \vartheta = \frac{D}{2} \end{cases} \Rightarrow \frac{I_0}{\vartheta} = \frac{\pi D^4}{64} \cdot \frac{2}{D}$$

$$\frac{I_0}{\vartheta} = \frac{\pi D^3}{32}$$

$$\frac{M_f}{\frac{\pi D^3}{32}} \leq \sigma_{adm}$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot \sigma_{adm}}}$$

$$D \geq 50.72 \text{ mm}$$

- **Le cisaillement**

$$\tau = \frac{F}{n \cdot s} \leq \tau_{adm}$$

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_e}{\alpha}$$

Avec :

$$\tau_e = 0,5 \cdot \sigma_e$$

$$\tau_e = 0,5 * 750$$

$$\tau_e = 375 \text{ N/mm}^2$$

Application numérique

$$\tau_{adm} = \frac{375}{2}$$

$$\tau_{adm} = 187,5 \text{ N/mm}^2$$

$$s = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot n \cdot \tau_{adm}}}$$

Application numérique

$$d \geq \sqrt{\frac{4 * 10814}{\pi * 2 * 187.5}}$$

$$d \geq 6.06 \text{ mm}$$

D'après les conditions de résistance à la flexion et au cisaillement, on choisira un diamètre normalisé de **60mm**

Vérification à la flexion et au cisaillement

$$\sigma_f = \frac{M_f}{\frac{\pi D^3}{32}} = \frac{48 \cdot 10^5}{\frac{\pi * 60^3}{32}}$$

$$\sigma_f = 226.5 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{F}{n.s} = \frac{F}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{10814}{\frac{\pi * 60^2}{4}}$$

$$\tau = 3.83 \text{ N/mm}^2$$

- **Critère de Tresca**

$$s_y = 2\tau_{max} \leq \sigma_{adm}$$

Avec :

$$\tau_{max} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

$$\tau_{max} = \pm \sqrt{\left(\frac{226.5}{2}\right)^2 + (3.83)^2}$$

$$\tau_{max} = 113.3 \text{ N/mm}$$

$$S_y = 2 \times 113.3$$

$$S_y = 226.6 \text{ N/mm}^2$$

$$226.6 \leq 375 \text{ N/mm}^2$$

Les dimensions calculées vérifient la résistance aux deux contraintes de flexion et au cisaillement

- **Écrous de freinage**

Pour fixer l'articulation sur le segment 01 on utilise deux écrous frein. Désignation : Ecou hexagonal auto freinés série renforcée RF M55 (NF E 22-310). (Voir l'annexe 05)

III.4.10 Dimensionnement de l'axe d'articulation entre le segment N°02 et le segment N°03

F_{2y} : réaction du palier selon l'axe (oy) F_{2y}=29 519 N

F_{2x} : réaction du palier selon l'axe (ox) F_{2x}=72 546 N

L : la longueur de l'axe d'articulation L=250mm

42CrMo4 : matériaux utilisé, limite d'élasticité $\sigma_e=750 \text{ N/mm}^2$

⇒ **Plan vertical**

Bilan des forces

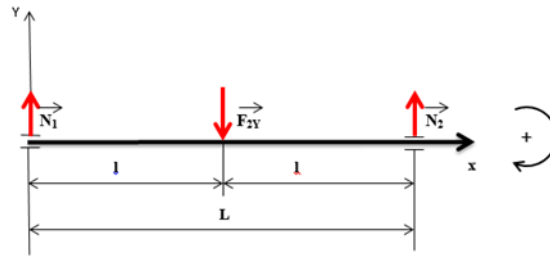


Figure III.37 : bilan des force d'axe d'articulation segment 2/3 plan vertical.

$$\begin{cases} \sum \vec{F}_{ext} = 0 \\ \sum \vec{M}_{/A} = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} N_1 - F_{2Y} + N_2 = 0 \dots \dots (*) \\ N_1 \cdot (l) - F_{2Y} \cdot (L) = 0 \dots \dots (**) \end{cases}$$

De (*) on aura :

$$N_1 = F_{2Y} - N_2$$

De (***) on aura :

$$N_2 = \frac{F_{2Y} \cdot (l)}{L}$$

Application numérique

$$N_2 = 14\,759.6 \text{ N}$$

Et donc

$$N_1 = 14\,759.6 \text{ N}$$

Dans notre assemblage, au niveau de l'articulation on aura 04 roulements, et pour des raisons de symétrie on aura :

$$N'_1 = N_2 = N_3 = N_4$$

$$\Rightarrow N'_1 = \frac{N_1}{2}$$

$$N'_1 = 7379.8 \text{ N}$$

- Calcul des moments fléchissant et efforts tranchants

Tronçon I: $0 \leq x \leq 80$

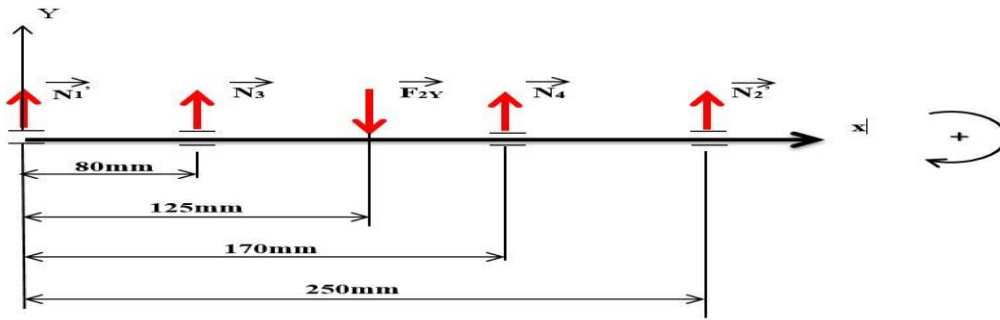


Figure III.38 : schématisation des effort des moments fléchissant et des efforts tranchants.

$$T + N'_1 \Rightarrow T = -N'_1$$

$$T = -7379.8 \text{ N}$$

$$N = 0 \text{ N}$$

$$Mf - N'_1 \cdot X = 0$$

$$Mf = N'_1 \cdot X$$

Application numérique

$$x = 0 \Rightarrow Mf = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$x = 80 \Rightarrow Mf = 590\,384 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Tronçon II: $80 \leq x \leq 125$

$$T + N'_1 + N_3 = 0$$

$$T = -N'_1 - N_3 \Rightarrow T = -14\,759.6 \text{ N}$$

$$N = 0 \text{ N}$$

$$Mf - N'_1 \cdot x - N_3 \cdot (x - 80) = 0$$

$$Mf = N'_1 \cdot x + N_3 \cdot (x - 80)$$

Application numérique

$$x = 80 \Rightarrow Mf = 590\,384 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$x = 125 \Rightarrow Mf = 1\,254\,566 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Tronçon III: $125 \leq x \leq 170$

$$T + N'_1 + N_3 - F_{2y} = 0 \Rightarrow T = F_{2y} - N'_1 - N_3$$

$$T = 14\,759.6 \text{ N}$$

$$N = 0 \text{ N}$$

$$Mf - N'_1 \cdot x - N_3 \cdot (x - 80) + F_{1y} \cdot (x - 125) = 0$$

$$Mf = N'_1 \cdot x + N_3 \cdot (x - 80) - F_{1y} \cdot (x - 125)$$

Application numérique

$$x = 125 \Rightarrow Mf = 1\,254\,566 \text{ N.mm}$$

$$x = 170 \Rightarrow Mf = 590\,386.25 \text{ N.mm}$$

Tronçon IV: $170 \leq x \leq 250$

$$T + N'1 + N3 - F1y + N4 = 0 \Rightarrow T = F1y - N'1 - N3 - N4$$

$$T = 7379.8 \text{ N}$$

$$N = 0 \text{ N}$$

$$Mf - N'1.x - N3.(x - 80) + F1y.(x - 125) - N4.(x - 170) = 0$$

$$Mf = N'1.x + N3.(x - 80) - F1y.(x - 125) + N4.(x - 170)$$

Application numérique

$$x = 170 \Rightarrow Mf = 590\,386.25 \text{ N.mm}$$

$$x = 250 \Rightarrow Mf = 0 \text{ N.mm}$$

Diagrammes des efforts tranchant et moments fléchissant

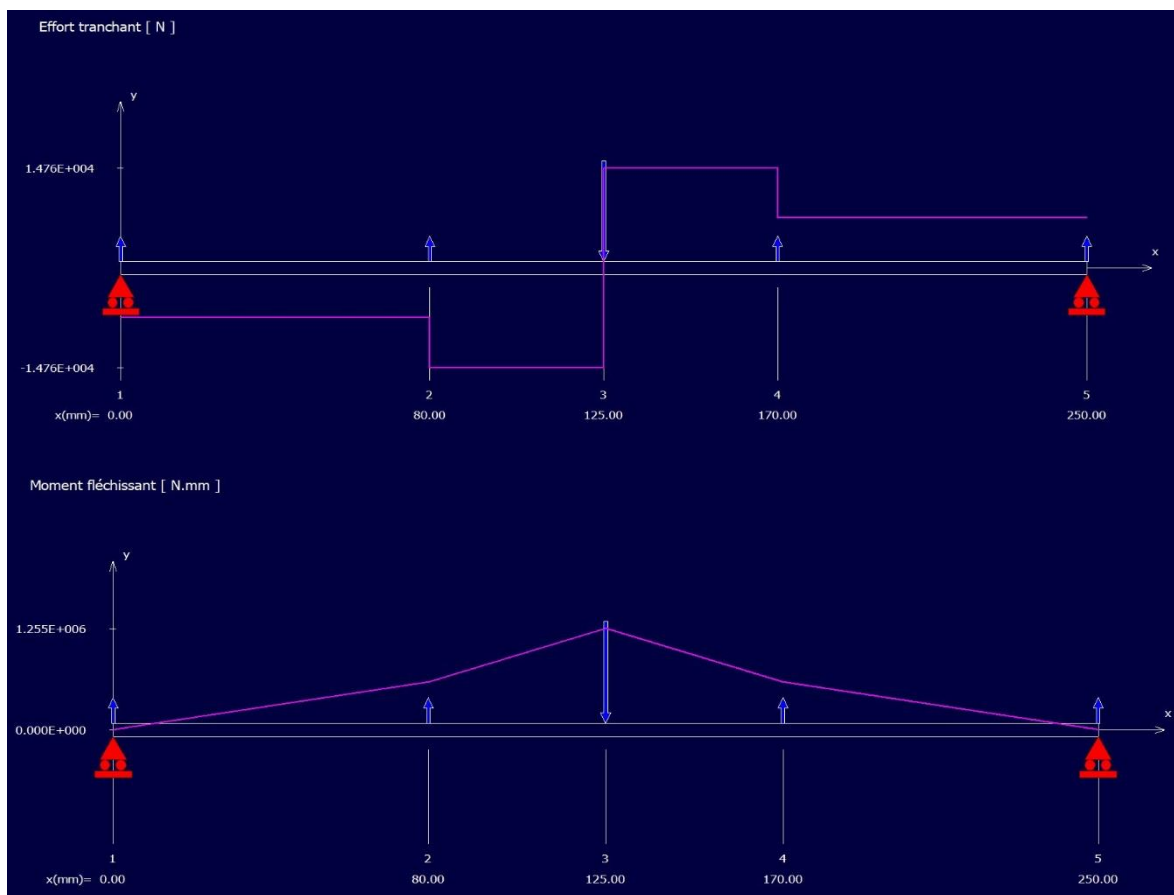


Figure III.39 : Diagrammes des efforts tranchant et moments fléchissant.

⇒ **Plan horizontal**

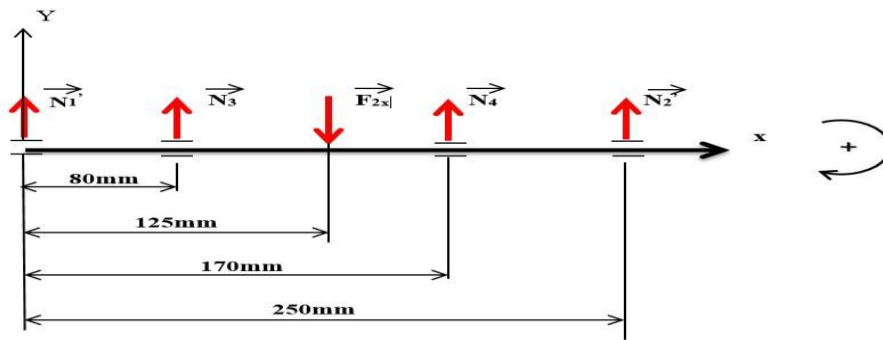


Figure III.41 : schématisation des effort des moments fléchissant et efforts tranchants.

$$T + N'_1 = 0 \Rightarrow T = -N'_1$$

$$T = -17\,886.53\,N$$

$$N = 0\,N$$

$$M_f - N'_1 \cdot x = 0$$

$$M_f = N'_1 \cdot x$$

Application numérique

$$x = 0 \Rightarrow M_f = 0\,N \cdot mm$$

$$x = 80 \Rightarrow M_f = 14.30 \cdot 10^5\,N \cdot mm$$

Tronçon II : $80 \leq x \leq 125$

$$T + N'_1 + N_3 = 0$$

$$T = -N'_1 - N_3$$

$$T = -35\,773.06\,N$$

$$N = 0\,N$$

$$M_f - N'_1 \cdot x - N_3 \cdot (x - 80) = 0$$

$$M_f = N'_1 \cdot x + N_3 \cdot (x - 80)$$

Application numérique

$$x = 80 \Rightarrow M_f = 14.30 \cdot 10^5\,N \cdot mm$$

$$x = 125 \Rightarrow M_f = 31.03 \cdot 10^5\,N \cdot mm$$

Tronçon III : $125 \leq x \leq 170$

$$T + N'_1 + N_3 - F_{2x} = 0 \Rightarrow T = F_{2x} - N'_1 - N_3$$

$$T = 35\,773.06\,N$$

$$N = 0\,N$$

$$M_f - N'_1 \cdot x - N_3 \cdot (x - 80) + F_{2x} \cdot (x - 125) = 0$$

$$M_f = N'_1 \cdot x + N_3 \cdot (x - 80) - F_{2x} \cdot (x - 125)$$

Application numérique

$$x = 125 \Rightarrow M_f = 31.03 \cdot 10^5 \text{ N.mm}$$

$$x = 170 \Rightarrow M_f = 14.30 \cdot 10^5 \text{ N.mm}$$

Tronçon IV : $170 \leq x \leq 250$

$$T + N'_1 + N_3 - F_{2x} + N_4 = 0 \Rightarrow T = F_{2x} - N'_1 - N_3 - N_4$$

$$T = 17\,886.53 \text{ N}$$

$$N = 0 \text{ N}$$

$$M_f - N'_1 \cdot x - N_3 \cdot (x - 80) + F_{2x} \cdot (x - 125) - N_4 \cdot (x - 170) = 0$$

$$M_f = N'_1 \cdot x + N_3 \cdot (x - 80) - F_{2x} \cdot (x - 125) + N_4 \cdot (x - 170)$$

Application numérique

$$x = 170 \Rightarrow M_f = 14.30 \cdot 10^5 \text{ N.mm}$$

$$x = 250 \Rightarrow M_f = 0 \text{ N.mm}$$

Diagrammes des efforts tranchants et moments fléchissant

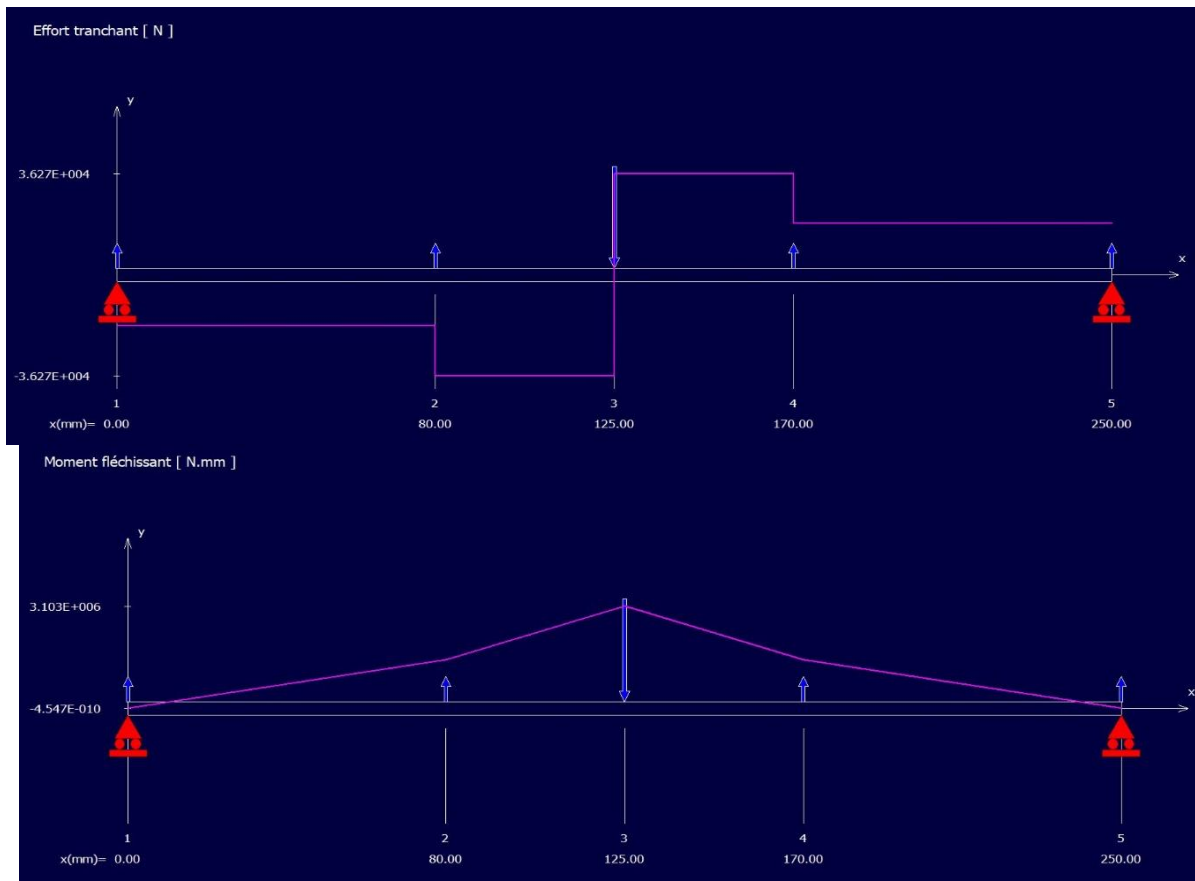


Figure III.42 : Diagrammes des efforts tranchants et moments fléchissant.

$$M_{fmax} = \sqrt{(M_{fxmax})^2 + (M_{fyymax})^2}$$

Application numérique

$$M_{fmax} = \sqrt{(1\,254 \cdot 10^5)^2 + (30.4 \cdot 10^5)^2}$$

$$M_{fmax} = 32.88 \cdot 10^5 \text{ N.mm}$$

➤ **Condition de résistance**

• **La flexion**

$$\sigma = \frac{M_f}{\frac{I_0}{\vartheta}} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{2}$$

$$\sigma_{adm} = 375 \text{ N/mm}^2$$

$$\begin{cases} I_0 = \frac{\pi D^4}{64} \\ \vartheta = \frac{D}{2} \end{cases} \implies \frac{I_0}{\vartheta} = \frac{\pi D^4}{64} \cdot \frac{2}{D}$$

$$\frac{I_0}{\vartheta} = \frac{\pi D^3}{32}$$

$$\frac{M_f}{\frac{\pi D^3}{32}} \leq \sigma_{adm}$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot \sigma_{adm}}}$$

$$D \geq 44.70 \text{ mm}$$

• **Le cisaillement**

$$\tau = \frac{F}{n \cdot s} \leq \tau_{adm}$$

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_e}{\alpha}$$

avec :

$$\tau_e = 0,5 \cdot \sigma_e$$

$$\tau_e = 0,5 \cdot 750$$

$$\tau_e = 375 \text{ N/mm}^2$$

Application numérique

$$\tau_{adm} = \frac{375}{2}$$

$$\tau_{adm} = 187,5 \text{ N/mm}^2$$

$$s = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot n \cdot \tau_{adm}}}$$

Application numérique

$$d \geq \sqrt{\frac{4 * 29\,519}{\pi * 2 * 187.5}}$$

$$d \geq 10.01 \text{ mm}$$

On choisira un diamètre normalisé de 60mm

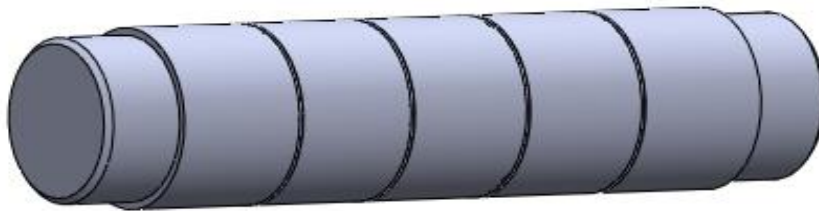


Figure III.43 : Dessin d'axe d'articulation entre segment 1/2 et entre segment 2/3.

Vérification à la flexion et au cisaillement :

$$\sigma_f = \frac{M_f}{\frac{\pi D^3}{32}} = \frac{32.88 \cdot 10^5}{\frac{\pi * 60^3}{32}}$$

$$\sigma_f = 155.13 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{F}{n \cdot s} = \frac{F}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{29\,519}{\frac{\pi 60^2}{4}}$$

$$\tau = 10.44 \text{ N/mm}^2$$

- **Critère de Tresca :**

$$s_y = 2\tau_{max} \leq \sigma_{adm}$$

Avec :

$$\tau_{max} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{xy})^2}$$

$$\tau_{max} = \pm \sqrt{\left(\frac{155.13}{2}\right)^2 + (10.44)^2}$$

$$\tau_{max} = 78.26 \text{ Nmm}$$

$$S_y = 2 \times 78.26$$

$$S_y = 156.52 \text{ N/mm}^2$$

$$156.52 \leq 375 \text{ N/mm}^2$$

Les dimensions calculées vérifient la résistance aux deux contraintes de flexion et au cisaillement.

- **Ecrous de freinage**

Pour fixer l'articulation sur le segment 01 on utilise deux écrous frein. Désignation : Erou hexagonal auto freinés série renforcée RF M55 (NF E 22-310). (Voir annexe 05).

III.4.11 Vérification de la platine de fixation des vérins

III.4.11.1 Dimensionnement de la platine N°01

Données :

F : Force exercée par le vérin sur la platine, en raison de la répartition de la charge et de la

symétrie on prendra $F' = R_2 = \frac{F}{2} = \frac{124\,969.04}{2} \Rightarrow F' = 62\,484.52 \text{ N}$

b : longueur de la platine $b = 225 \text{ mm}$

S275 : matériaux utilisé avec une limite d'élasticité $\sigma_e = 275 \text{ N/mm}^2$

s : la section soumise à la traction avec :

b : largeur de la platine $b = 80 \text{ mm}$

e : épaisseur de la platine (a calculée)

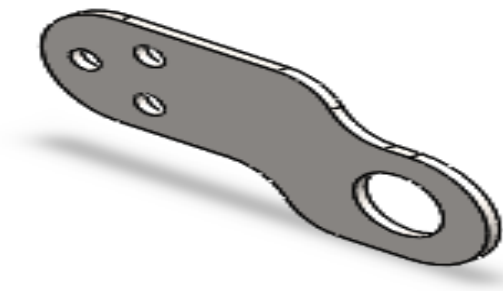


Figure III.44 :Dessin SolidWorks de la platine.

III.4.11.1.1 Calcul de l'épaisseur « e » de la platine N°01

$$\text{On a : } \sigma_{\text{tr}} = \frac{F}{s}$$

$$\text{Et : } \sigma_{\text{tr}} \leq \sigma_{\text{adm}}$$

$$\frac{F}{s} \leq \sigma_{\text{adm}}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{2} \Rightarrow \sigma_{adm} = 137.5 \text{ N/mm}^2$$

$$s = b \times e$$

$$\frac{F'}{b \times e} \leq \sigma_{adm} \Rightarrow e \geq \frac{F'}{b \times \sigma_{adm}}$$

Application numérique

$$e \geq \frac{62\,484.52}{80 \times 137.5} \Rightarrow e \geq 5.68 \text{ mm}$$

On prendra l'épaisseur de la platine N°01 $e = 8 \text{ mm}$

$$\sigma_{tr} = \frac{F'}{b \times e} = \frac{62\,484.52}{80 \times 8} \Rightarrow \sigma_{tr} = 97.63 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{tr} \geq \sigma_{adm}$ la platine résiste à la traction

On a aussi une contrainte de cisaillement, et vu que l'effort tranchant et la section cisailée sont les mêmes que pour la traction, on aura :

$$\tau_c = 97.63 \text{ N/mm}^2$$

III.4.11.1.2 Dimensionnement des boulons d'assemblage de la platine N°01

On deux platines avec deux boulons dans chaque platine, les boulons d'assemblage sont soumis à aux sollicitations suivantes :

- Le cisaillement
- L'arrachement

Données :

d_0 : diamètre de la section filetée

d : diamètre nominal

C45 : le matériau choisit sa limite d'élasticité est de $\sigma_e = 580 \text{ N/mm}^2$

\vec{R}_1 : la réaction du vérin selon l'axe (oy) $R_y = 124\,969.04 \text{ N}$

F : l'effort tranchant exercé sur chaque boulon tel que : $F = \frac{R_2}{4} = 31\,242.26 \text{ N}$

s : la section cisailée

n : nombre de faces cisillées $n=2$

s^* : coefficient de sécurité

- Condition de résistance

Calcul au cisaillement

$$\tau_e = \frac{\sigma_e}{2} \Rightarrow \tau_e = 290 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_e}{s^*} \Rightarrow \tau_{adm} = \frac{290}{2} \Rightarrow \tau_{adm} = 145 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau \leq \tau_{adm}$$

$$\text{Avec : } \tau = \frac{F}{n*s}$$

$$\Rightarrow \tau_{adm} \geq \frac{F}{n*s} \Rightarrow s \geq \frac{F}{n*\tau_{adm}} \Rightarrow \frac{\pi d_0^2}{4} \geq \frac{F}{n*\tau_{adm}}$$

$$\Rightarrow d_0^2 \geq \frac{4F}{\pi * n * \tau_{adm}}$$

Application numérique

$$d_0^2 \geq \frac{4*31\,242.26}{\pi*2*145} \Rightarrow d_0 \geq 11.71 \text{ mm}$$

Calcul à l'arrachement

\vec{N} : Charge sur un boulon

\vec{M} : Moment global dans le cas le plus défavorable

n_r : Nombre de rangé de boulons $n_r=2$

h_i : Distance entre boulons $h_i=50\text{mm}$

$l = \frac{L}{2}$: Tel que L est la longueur d'axe de fixation du vérin $l=125 \text{ mm}$

$$\tau = \frac{N_{bi}}{(N_{plaques} - 1) - \frac{\pi d^2}{4}} \leq \tau_{adm}$$

$$N_{bi} = \frac{M \cdot h_i}{n_r * (\sum h_i^2)} + \frac{N_{axial}}{n_r}$$

$$M = R_1 * l$$

Application numérique

$$M = 124\,969.04 * 125 \Rightarrow M = 15\,10^6 \text{ N.mm}$$

$$N_{bi} = \frac{M \cdot h_i}{n_r * (\sum h_i^2)}$$

$$N_{bi} = \frac{M \cdot h_i}{1 * h_i^2}$$

Application numérique

$$N_{bi} = \frac{15 \cdot 10^6 \cdot 50}{2 \cdot 50^2} \Rightarrow N_{bi} = 15 \cdot 10^4 N$$

$$\sigma = \frac{N_{bi}}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq \sigma_{adm}$$

$$\text{Avec : } \sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{2} \Rightarrow \sigma_{adm} = 290 \text{ N/mm}^2$$

$$\Rightarrow d_0 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot N_{bi}}{\pi \cdot \sigma_{adm}}}$$

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 50 \cdot 10^4}{\pi \cdot 290}} \Rightarrow d_0 \geq 25.66 \text{ mm}$$

$$d = \frac{d_0}{0.89} \Rightarrow d = 28.83 \text{ mm}$$

On prendra un diamètre normalisé $d = 30 \text{ mm}$, on choisit une vis H M30 8-8 (voir l'annexe 06).

- **Choix de l'écrou :**

L'écrou sera choisi à partir du diamètre du boulon, il sera de dimensions suivantes :

$d = 30 \text{ mm}$, Pas = 3.5 mm, Clé 46, hauteur = 24 mm

Désignation: HM 30 8-8 (voir l'annexe 07).

- **Choix de la rondelle**

La rondelle adéquate à l'écrou sera de dimensions suivantes :

$a = 60 \text{ mm}$

$b = 33 \text{ mm}$

$c = 4 \text{ mm}$

Désignation : M 30 N (voir l'annexe 08)

III.4.11.2 Dimensionnement de la platine N°02

Données :

F' : Force exercée par le vérin sur la platine, en raison de la répartition de la charge et de la

symétrie on prendra $F' = \frac{F}{2} = \frac{101181.5}{2} \Rightarrow F' = 50\,590.75\text{N}$

b : longueur de la platine $b = 225\text{mm}$

S275 : matériaux utilisé avec une limite d'élasticité $\sigma_e = 275\text{ N/mm}^2$

s : la section soumise à la traction avec :

b : largeur de la platine $b = 80\text{mm}$

e : épaisseur de la platine (a calculée)



Figure III.45 : Dessin SolidWorks de la platine

III.4.11.2.1 Calcul de l'épaisseur « e » de la platine N°02

$$\text{On a : } \sigma_{tr} = \frac{F'}{s}$$

$$\text{Et : } \sigma_{tr} \leq \sigma_{adm}$$

$$\frac{F'}{s} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{2} \Rightarrow \sigma_{adm} = 137.5\text{ N/mm}^2$$

$$s = b \times e$$

$$\frac{F'}{b \times e} \leq \sigma_{adm} \Rightarrow e \geq \frac{F'}{b \times \sigma_{adm}}$$

Application numérique

$$e \geq \frac{50\,590.75}{80 \times 137.5} \Rightarrow e \geq 4.60\text{mm} \text{ (Épaisseur très faible)}$$

On prendra la même épaisseur que la platine N°01 $e = 8\text{ mm}$

$$\sigma_{tr} = \frac{F'}{b \times e} = \frac{50\,590.75}{80 \times 8} \Rightarrow \sigma_{tr} = 79.05\text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{tr} \geq \sigma_{adm}$ la platine résiste à la traction

On a aussi une contrainte de cisaillement, et vu que l'effort tranchant et la section cisailéesont les mêmes que pour la traction, on aura :

$$\tau_c = 79.05 \text{ N/mm}^2$$

III.4.11.2.2 Dimensionnement des boulons d'assemblage de la platine N°02

On deux platines avec deux boulons dans chaque platine, les boulons d'assemblage sont soumis à aux sollicitations suivantes :

- Le cisaillement
- L'arrachement

Données

d_0 : diamètre de la section filetée

d : diamètre nominal

C45 : le matériau choisit sa limite d'élasticité est de $\sigma_e = 580 \text{ N/mm}^2$

\vec{R}_2 : la réaction du vérin selon l'axe (oy) $R_y = 101181.5 \text{ N}$

F : l'effort tranchant exercé sur chaque boulon tel que : $F = \frac{R_2}{4} = 25295.38 \text{ N}$

s : la section cisailée

n : nombre de faces cisillées $n=2$

s^* : coefficient de sécurité

➤ Condition de résistance

- Calcul au cisaillement

$$\tau_e = \frac{\sigma_e}{2} \Rightarrow \tau_e = 290 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_e}{s^*} \Rightarrow \tau_{adm} = \frac{290}{2} \Rightarrow \tau_{adm} = 145 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau \leq \tau_{adm}$$

$$\text{Avec : } \tau = \frac{F}{n*s}$$

$$\Rightarrow \tau_{adm} \geq \frac{F}{n*s} \Rightarrow s \geq \frac{F}{n*\tau_{adm}} \Rightarrow \frac{\pi d_0^2}{4} \geq \frac{F}{n*\tau_{adm}}$$

$$\Rightarrow d_0^2 \geq \frac{4F}{\pi * n * \tau_{adm}}$$

Application numérique

$$d_0^2 \geq \frac{4 \cdot 25 \cdot 295.38}{\pi \cdot 2 \cdot 145} \Rightarrow d_0 \geq 10.54 \text{ mm}$$

Calcul à l'arrachement

\vec{N} : Charge sur un boulon

\vec{M} :

Moment global dans le cas le plus défavorable

n_r : Nombre de rangé de boulons $n_r=2$

h_i : Distance entre boulons $h_i=50\text{mm}$

$l = \frac{L}{2}$: Tel que L est la longueur d'axe de fixation du vérin $l=125\text{mm}$

$$\tau = \frac{N_{bi}}{(N_{plaques} - 1) - \frac{\pi d^2}{4}} \leq \tau_{adm}$$

$$N_{bi} = \frac{M \cdot h_i}{n_r \cdot (\sum h_i^2)} + \frac{N_{axial}}{n_r}$$

$$M = R_2 \cdot l$$

Application numérique

$$M = 101181.5 \cdot 125 \Rightarrow M = 12 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

$$N_{bi} = \frac{M \cdot h_i}{n_r \cdot (\sum h_i^2)}$$

$$N_{bi} = \frac{M \cdot h_i}{1 \cdot h_i^2}$$

Application numérique

$$N_{bi} = \frac{12 \cdot 10^6 \cdot 50}{2 \cdot 50^2} \Rightarrow N_{bi} = 12 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{N_{bi}}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq \sigma_{adm}$$

$$\text{Avec : } \sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{2} \Rightarrow \sigma_{adm} = 290 \text{ N/mm}^2$$

$$\Rightarrow d_0 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot N_{bi}}{\pi \cdot \sigma_{adm}}}$$

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 12 \cdot 10^4}{\pi \cdot 290}} \Rightarrow d_0 \geq 22.96 \text{ mm}$$

$$d = \frac{d_0}{0.89} \Rightarrow d = 25.80 \text{ mm}$$

On prendra un diamètre normalisé $d = 30 \text{ mm}$, on choisit une vis H M30 8-8

(Voir l'annexe 06)

- **Choix de l'écrou :**

L'écrou sera choisi à partir du diamètre du boulon, il sera de dimensions suivantes :

$d = 30 \text{ mm}$, Pas = 3.5 mm, Clé 46, hauteur = 24 mm

Désignation : HM 30 8 (voir l'annexe 07).

- **Choix de la rondelle**

La rondelle adéquate à l'écrou sera de dimensions suivantes :

$a = 60 \text{ mm}$

$b = 33 \text{ mm}$

$c = 4 \text{ mm}$

Désignation : M 16 N (voir l'annexe 08).

III.4.11.3 Dimensionnement de la tige de fixation du vérin sur la platine :

III.4.11.3.1 Calcul de la tige N°01 de fixation du vérin N°01 sur la platine N°01 :

Données :

R_1 : La force exercée par le vérin N°01 sur l'axe $R_1 = 124969.14 \text{ N}$.

L : La longueur de l'axe de fixation $L = 250 \text{ mm}$.

42CrMo4 : matériaux utilisé, limite d'élasticité $\sigma_e = 750 \text{ N/mm}^2$.

➤ **Bilan des forces :**

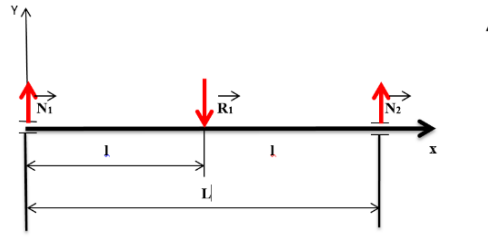


Figure III.46 : Bilan des forces de la tige de fixation 1.

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{0}$$

$$\vec{R}_1 + \vec{N}_1 + \vec{N}_2 = \vec{0}$$

$$N_1 - R_1 + N_2 = 0 \Rightarrow N_1 = R_1 - N_2$$

$$\sum \vec{M}/_0 = \vec{0}$$

$$-N_1L + R_1l = 0 \Rightarrow N_1 = \frac{R_1l}{L}$$

Application numérique :

$$N_1 = \frac{124969.14 \times 125}{250} \Rightarrow N_1 = 62484.57 \text{ N}$$

$$N_2 = 124969.14 - 62484.57 = 62484.57 \text{ N}$$

Calcul des moments fléchissant et efforts tranchants :

Tronçon I : $0 \leq x \leq l$

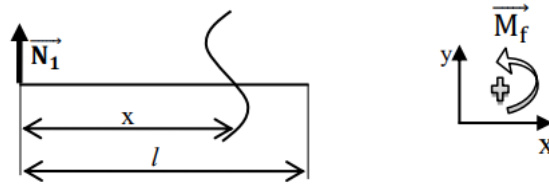


Figure III.47 :schématisation des effort tronçon 1

$$T + N_1 = 0 \Rightarrow T = -N_1 \Rightarrow T = -62484.57N$$

$$N=0N$$

$$M_f - N_1 \cdot X = 0 \Rightarrow M_f = N_1 \cdot X$$

Application numérique

$$X=0 \Rightarrow M_f = 0 \text{ N.mm}$$

$$X=l \Rightarrow M_f = 78.12 \times 10^5 \text{ N.mm}$$

Tronçon II : $l \leq X \leq L$

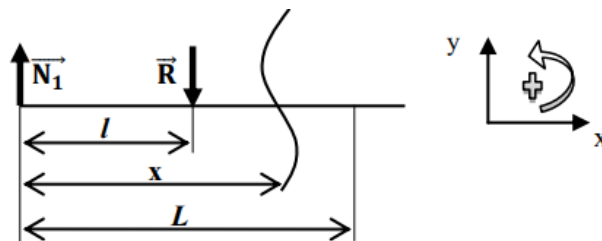


Figure III.48 : schématisation des effort tronçon 2

$$T + N_1 - R_1 = 0$$

$$T = R_1 - N_1 \Rightarrow T = 62484.57N$$

$$N = 0 \text{ N}$$

$$M_f - N_1 \cdot X - R_1(X-l) = 0 \Rightarrow M_f = N_1 \cdot X + R_1(X-l)$$

Application numérique

$$X=l \Rightarrow M_f = 78.12 \times 10^5 \text{ N.mm}$$

$$X=L \Rightarrow M_f = 0 \text{ N.mm}$$

On aura alors : $M_{fmax} = 78.12 \times 10^5 \text{ N.m}$

- Diagrammes des efforts tranchants et moments fléchissant

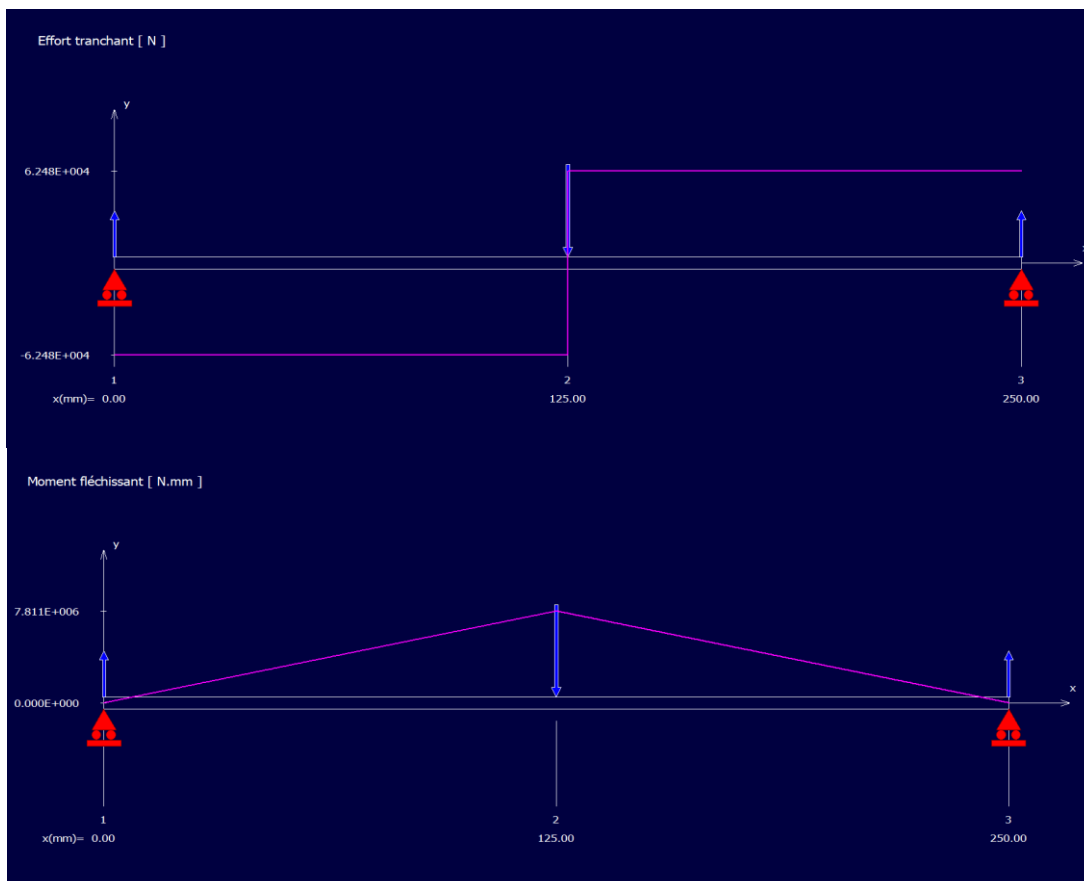


Figure III.49 : Diagrammes des efforts tranchants et moments fléchissant.

➤ Condition de résistance

• Calcul à la flexion

$$\sigma = \frac{M_f}{\frac{I_0}{v}} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{2} \Rightarrow \sigma_{adm} = 375 \text{ N/mm}^2$$

$$I_0 = \frac{\pi D^4}{64} \left. \vphantom{I_0} \right\} \frac{I_0}{v} = \frac{\pi D^4}{64} \times \frac{2}{D} \Rightarrow \frac{I_0}{v} = \frac{\pi D^3}{32}$$

$$\frac{M_f}{\frac{\pi D^3}{32}} \leq \sigma_{adm} \Rightarrow D \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_f}{\pi \cdot \sigma_{adm}}}$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 78.12 \times 10^5}{3.14 \times 375}} \Rightarrow D \geq 59.56$$

On adoptera un diamètre minimal de : $D=60$ m.

• **Vérification à la flexion :**

$$\sigma_f = \frac{M_f}{\frac{\pi D^3}{32}} = \frac{78.12 \times 10^5}{\frac{3.14 \times (60)^3}{32}} \Rightarrow \sigma_f = 368,58 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_f \leq \sigma_{adm}$ Les dimensions calculées vérifient la résistance à la contrainte de flexion

III.4.11.3.2 Calcul de la tige02 de fixation du vérin N°02

Données :

R_2 : la force exercée par le vérin N°02 sur l'axe $R_2=101035.22$ N.

L : la longueur de l'axe de fixation $L=250$ mm.

42CrMo4 : matériaux utilisé, limite d'élasticité $\sigma_e=750$ N/mm².

➤ **Bilan des forces :**

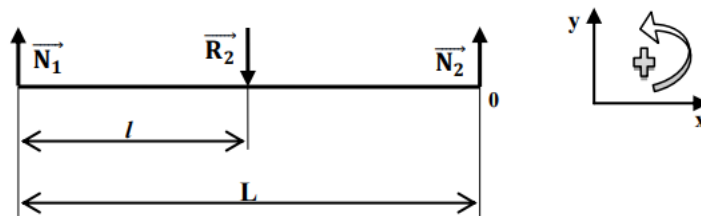


Figure III.50 : Bilan des forces de la tige de fixation 2.

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{0}$$

$$\vec{R}_2 + \vec{N}_1 + \vec{N}_2 = \vec{0}$$

$$N_1 - R_2 + N_2 = 0 \Rightarrow N_1 = R_2 - N_2$$

$$\sum_{M/0} \vec{M} = \vec{0} \Rightarrow -N_1 L + R_2 l = 0 \Rightarrow N_1 = \frac{R_2 l}{L}$$

Application numérique :

$$N_1 = \frac{101035.22 \times 125}{250} \Rightarrow N_1 = 50517.61 \text{ N}$$

$$N_2 = 101035.22 - 50517.61 = 50517.61 \text{ N}$$

➤ **Calcul des moments fléchissant et efforts tranchants :**

Tronçon I : $0 \leq x \leq l$

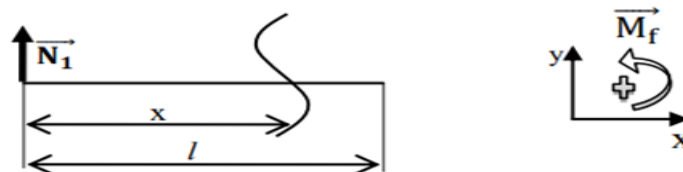


Figure III.51 : schématisation des effort tronçon 2

$$T + N_1 = 0 \Rightarrow T = -N_1 \Rightarrow T = -50517.61 \text{ N}$$

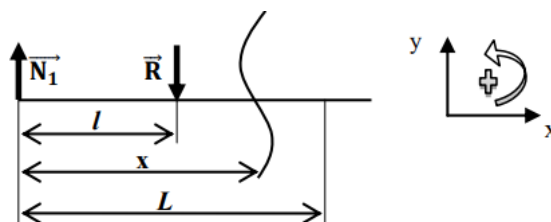
$$N = 0 \text{ N}$$

$$M_f - N_1 \cdot X = 0 \Rightarrow M_f = N_1 \cdot X$$

Application numérique

$$X=0 \Rightarrow M_f = 0 \text{ N.mm}$$

$$X=l \Rightarrow M_f = 63.15 \times 10^5 \text{ N.mm}$$

Tronçon II : $l \leq X \leq L$ **Figure III.52** : schématisation des effort tronçon 2.

$$T + N_1 - R_2 = 0$$

$$T = R_2 - N_1 \Rightarrow T = 50517.61 \text{ N}$$

$$N = 0 \text{ N}$$

$$M_f - N_1 \cdot X - R_2(X-l) = 0$$

$$\Rightarrow M_f = N_1 \cdot X + R_2(X-l)$$

Application numérique

$$X=l \Rightarrow M_f = 63.15 \times 10^5 \text{ N.mm}$$

$$X=L \Rightarrow M_f = 0 \text{ N.mm}$$

On aura alors : $M_{fmax} = 63.15 \times 10^5 \text{ N.mm}$

- Diagrammes des efforts tranchants et moments fléchissant

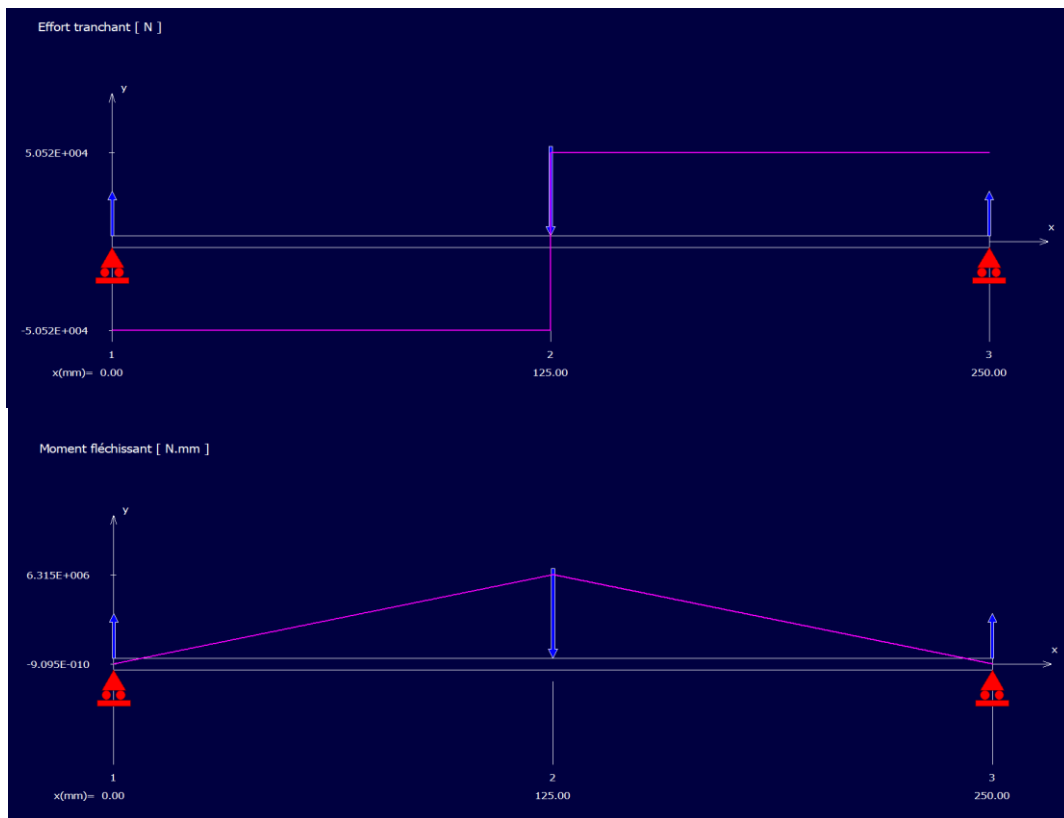


Figure III.53 : Diagrammes des efforts tranchants et moments fléchissant.

➤ **Condition de résistance**

• **Calcul à la flexion**

$$\sigma = \frac{M_f}{\frac{I_0}{v}} \leq \sigma_{\text{adm}}$$

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_e}{2} \Rightarrow \sigma_{\text{adm}} = 375 \text{ N/mm}^2$$

$$I_0 = \frac{\pi D^4}{64} \left. \begin{array}{l} \\ v = \frac{D}{2} \end{array} \right\} \frac{I_0}{v} = \frac{\pi D^4}{64} \times \frac{2}{D} \Rightarrow \frac{I_0}{v} = \frac{\pi D^3}{32}$$

$$\frac{M_f}{\frac{\pi D^3}{32}} \leq \sigma_{\text{adm}} \Rightarrow D \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_f}{\pi \cdot \sigma_{\text{adm}}}}$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32 \times 63.15 \times 10^5}{3.14 \times 375}} \Rightarrow D \geq 55.57$$

On adoptera un diamètre minimal de : **D=60 m.**

- Vérification à la flexion :

$$\sigma_f = \frac{M_f}{\frac{\pi D^3}{32}} = \frac{63.15 \times 10^5}{\frac{3.14 \times (60)^3}{32}} \Rightarrow \sigma_f = 297.94 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_f \leq \sigma_{adm}$ Les dimensions calculées vérifient la résistance à la contrainte de flexion



Figure III.54 : dessin SolidWorks de la tige de fixation du vérin sur la platine.

III.4.12 Dimensionnement du segment N°03

Le segment N°03 est soumis à trois sollicitations : flexion, torsion, compression

Vérification a la flexion

Le segment N°03 subit trois moments de flexion, $\overrightarrow{M_{f1}}$ moment de flexion maximal du segment N°01, $\overrightarrow{M_{f2}}$ moment de flexion maximal du segment N°02, $\overrightarrow{M_{f3}}$ dû à la 2^{ème} tige de fixation du vérin on obtient alors :

$$\overrightarrow{M_f} = \overrightarrow{M_{f1}} + \overrightarrow{M_{f2}} + \overrightarrow{M_{f3}}$$

$$\overrightarrow{M_f} = 42.99 \times 10^5 + 260.07 \times 10^5 + 63.15 \times 10^5 = 36.62 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\overrightarrow{M_{fmax}} = 36.62 \times 10^6 \text{ Nmm}$$

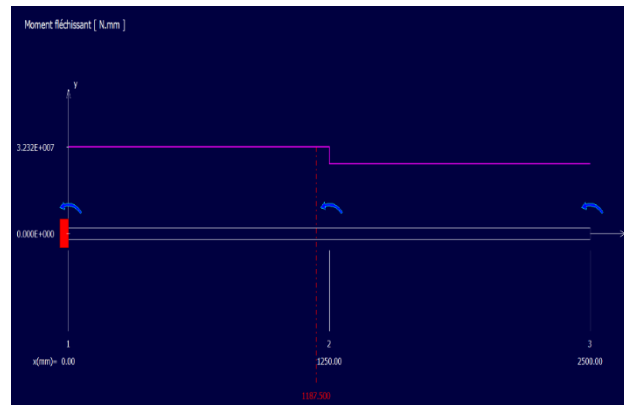


Figure III.55 : diagramme des moment fléchissant subit par segment 3.

Données

S275JR: matériaux utilisé pour le segment N°03, la limite d'élasticité $\sigma_e = 275 \text{ N/mm}^2$

On vas supposer les dimensionne de $(180 \times 180 \times 10)$ avec $\frac{I_0}{v} = 355 \text{ cm}^3$

$\Rightarrow 355 \cdot 10^3 \text{ mm}^2$, une surface de $S = 6690 \text{ mm}^2$ (Voir annexe 04).

➤ Condition de résistance

• Flexion

$$\sigma_f = \frac{M_f}{\frac{I_0}{v}} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{2} \Rightarrow \sigma_{adm} = 137,5 \text{ N/mm}^2$$

Application numérique

$$\sigma_f = \frac{36.62 \cdot 10^6}{355 \cdot 10^3} \Rightarrow \sigma_f = 103.15 \text{ N/mm}^2$$

On a : $103.15 < 137,5$

Le résultat vérifie la résistance du profil à la flexion

• La compression

$$\sigma_{Comp} = \frac{F}{S} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{2} \Rightarrow \sigma_{adm} = 137,5 \text{ N/mm}^2$$

$$s = 6690 \text{ mm}^2$$

Dans notre cas F_{tot} est égal à la réaction exercée sur le segment, le poids des segments N°01 et N°02, le poids des différentes pièces (bobine de papier, vérins, platines, tige, axe

d'articulation, boulons, écrous, roulements ...), on estime la charge a soulevée de $F = 80\,000N$.

$$\sigma_{comp} = \frac{80\,000}{6690} \Rightarrow \sigma_{comp} = 11.65N/mm^2$$

On a : $11.65 < 137,5$

• La torsion

on a : $\left(\frac{I_0}{v}\right)$ le module d'inertie a la torsion égal a $\left(\frac{I_0}{v}\right) = 5050cm^4 \Rightarrow \left(\frac{I_0}{v}\right) = 5050 \times 10^4 mm^4$ (Voir l'annexe 04)

$$\tau_t = \frac{M_{tmax}}{\left(\frac{I_0}{v}\right)}$$

$$\tau_t = \frac{36.62 \times 10^6}{5050 \times 10^4} = \tau_t = 0,72N/mm^2$$

On remarque que les contraintes de compression et de torsion sont très négligeables, à cause des dimensions imposées au segment N°03 (voir annexe 04).

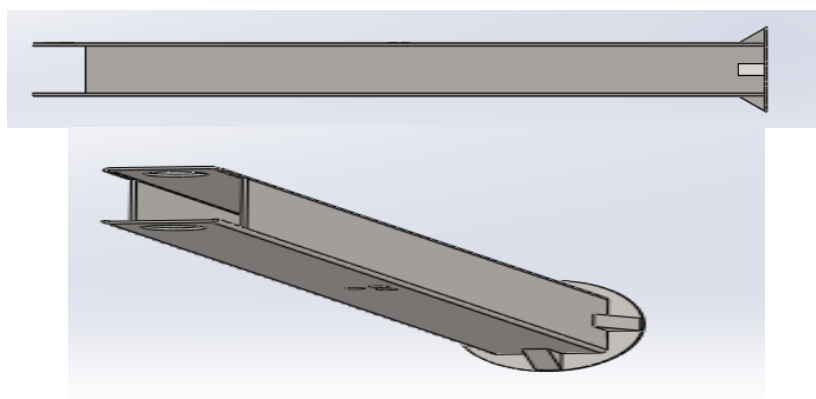


Figure III.56 :dessin SolidWorks segment 3.

III.4.13 Les éléments de transmission de puissance

III.4.13.1 Choix du moteur

Le choix du moteur doit s'appuyer sur des paramètres et données comme :

- La charge à entrainer
- La vitesse de rotation
- Le type de transmission de couple et de puissance
- Le couple moteur et la puissance déduit

On a :

$$P_M = \frac{P_{II}}{\eta_{tot}} = \frac{P_{II}}{\eta_{22} + \eta_r^2 + \eta_{12}}$$

P_{II} : Puissance à la sortie du réducteur.

P_M : Puissance nécessaire du moteur M_t : moment de torsion

F : Charge à faire tourner $F = 80\,000\text{N}$

d : Diamètre du segment N°03 $d = 180\text{mm}$

η_{tot} : Le rendement total de la transmission mécanique

η_r : Le rendement d'une paire de roulements

η_{a12} : Le rendement d'une roue conique

η_{a22} : Le rendement d'un pignon conique

Pour notre besoin, on a choisi une vitesse de rotation du segment N°03

$N_2 = 20\text{tr}/\text{mn}$, on aura alors :

$$P_{II} = M_t \times \omega_2$$

Avec :

$$M_t = F \times \frac{d}{2}$$

$$\omega_2 = \frac{2\pi N_2}{60}$$

Application numérique

$$M_t = 80\,000 \times 0,09 \Rightarrow M_t = 7200\text{N}$$

$$\omega_2 = \frac{2 \times 3,14 \times 20}{60} \Rightarrow \omega_2 = 2,093\text{ rd/s}$$

$$P_{II} = 7200 \times 2,093 \Rightarrow P_{II} = 15,07 * 10^3\text{W}$$

On prendra la puissance $P_{II} = 15,07 * 10^3\text{ W}$

$$P_M = \frac{15,07 * 10^3}{0,97 * (0,99)^2 * 0,99}$$

$$P_M = 16010\text{W}$$

On prendra la puissance motrice $P_M = 16,01\text{ KW}$

On choisit un motoréducteur de model « SIEMENS 1F K7- 063 DY » qui nous permet d'avoir les puissances nécessaire (voir l'annexe 09).

Remarque

Le moteur sera associé à un système de rotation par couronne d'orientation qui permettra de faire tourner le segment 03, et le même système sera en charge de faire tourner la pince du manipulateur ; le système à couronne d'orientation ne sera pas l'objet d'étude.

III.4.14 Eléments de guidage**III.4.15 Choix des roulements****III.4.15.1 Articulation segment 01/le support de fixation de la pince**

Le diamètre de l'axe d'articulation est égal à $d = 60\text{mm}$.

La formule de calcul de la charge dynamique est : $P = x.F_r + y.F_a$ avec :

F_r : force radiale exercée sur le roulement.

F_a : force axiale exercée sur le roulement.

x : facteur radial.

y : facteur axiale.

Dans notre cas la force axiale est nulle, on choisira des roulements à rouleaux cylindriques, la formule de la charge dynamique devient : $P = F_r$ [construction industrielle] $P = 42\ 000\ \text{N}$.

Roulement 60 RU 12(**voir l'annexe10**)

- Diamètre intérieur $d = 60\ \text{mm}$
- Diamètre extérieur $D = 95\text{mm}$
- Largeur $b=26\ \text{mm}$
- Charge dynamique de base $C = 50\ 000\ \text{N} = 5\ 000\ \text{daN}$
- Charge statique de base $C_0 = 118\ 000\ \text{N} = 11\ 800\ \text{daN}$
- Calcul de la durée de vie

$$L = \left(\frac{c}{p}\right)^\rho \text{ avec : } \rho = \frac{10}{3} \text{ (Roulement à rouleaux)}$$

$$L = \left(\frac{50\ 000}{42\ 000}\right)^{\frac{10}{3}} \Rightarrow L = 1,78 \text{ millions de tours}$$

➤ Ajustements du roulement (voir l'annexe 11)

Dans notre cas c'est le support de fixation de pince qui tourne par rapport à l'arbre, alors la bague extérieure du roulement va être montée en serrage, et la bague intérieure avec jeu.

Bague intérieure : 15 H6/g5

Bague extérieure : 35 H6/k5

III.4.15.2 Articulation segment 01/segment 02

Le diamètre de l'axe d'articulation est égal à $d=60\text{mm}$. Dans notre cas la force axiale est nulle, on choisira des roulements à rouleaux cylindriques, la formule de la charge dynamique devient : $P = F_r$

$$\Rightarrow P = 10814 \text{ N}$$

Roulement 60 RU 12 (voir l'annexe 10)

- Diamètre intérieur $d = 60\text{mm}$
- Diamètre extérieur $D = 95\text{mm}$
- Largeur $b = 26\text{mm}$
- Charge dynamique de base $C = 50\,000 \text{ N} = 5\,000 \text{ daN}$
- Charge statique de base $C_0 = 118\,000 \text{ N} = 11\,800 \text{ daN}$

- Calcul de la durée de vie

$$L = \left(\frac{c}{p}\right)^\rho \text{ avec : } \rho = \frac{10}{3} \text{ (Roulement à rouleaux)}$$

$$L = \left(\frac{50\,000}{10814}\right)^{\frac{10}{3}} L = 164,66 \text{ Millions de tours}$$

➤ Ajustements du roulement (voir l'annexe 11)

L'arbre tourne par rapport à l'alésage, alors la bague intérieure du roulement va être montée en serrage, et la bague extérieure avec jeu.

Bague intérieure : 20 H6/k5

Bague extérieure : 47 H6/g5

III.4.15.3 Articulation segment 02/segment 03

Le diamètre de l'axe d'articulation est égal à $d=60\text{mm}$. Dans notre cas la force axiale est nulle, on choisira des roulements à rouleaux cylindriques, la formule de la charge dynamique devient : $P = F_r$

$$\Rightarrow P = 29\,519 \text{ N}$$

Roulement 60 RU 12 (voir l'annexe 10)

- Diamètre intérieur $d = 60\text{mm}$
- Diamètre extérieur $D = 95\text{mm}$

- Largeur $b=26\text{mm}$
- Charge dynamique de base $C = 50\,000\text{ N} = 5\,000\text{ daN}$
- Charge statique de base $C_0 = 118\,000\text{ N} = 11\,800\text{ daN}$

- **Calcul de la durée de vie**

$$L = \left(\frac{c}{p}\right)^\rho \text{ avec : } \rho = \frac{10}{3} \text{ (Roulement à rouleaux)}$$

$$L = \left(\frac{50\,000}{29\,519}\right)^{\frac{10}{3}} L = 5,79 \text{ Millions de tours}$$

➤ **Ajustements du roulement** (voir l'annexe 11)

Dans notre cas c'est l'alésage qui tourne par rapport à l'axe d'articulation, alors la bague extérieure du roulement va être montée en serrage, et la bague intérieure avec jeu.

Bague intérieure : 15 H6/g5

Bague extérieure : 35 H6/k5

III.4.16 Socle et bâti du bras manipulateur

Le socle du bras va englober la base du segment 03 et le système de rotation de ce segment composé du moteur de rotation et de système à couronne d'orientation, qui supportera les efforts dus au poids de la structure du bras manipulateur ainsi le poids des bobines du papier.

Le socle est composé de deux parties, le couvercle est composé de deux parties qui peuvent être détachées pour accès aux pièces à l'intérieur. De plus, la base est monobloc et peut être démontée en cas de besoin de l'entretien.

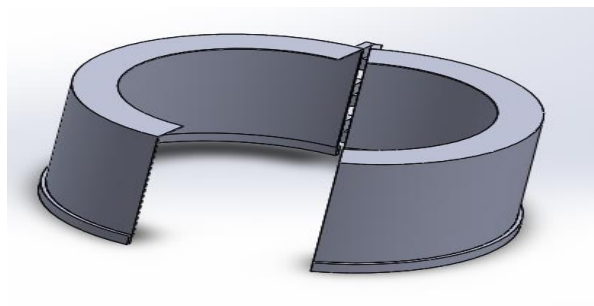


Figure III.57 : dessin SolidWorks du socle.

III.4.17 Le bâti

Le bâti du bras manipulateur est conçu pour être une assise pour notre mécanisme et

diminuer les vibrations. De plus, il comprendra des roues qui lui permettront de se déplacer si nécessaire (Voir Figure III-57).

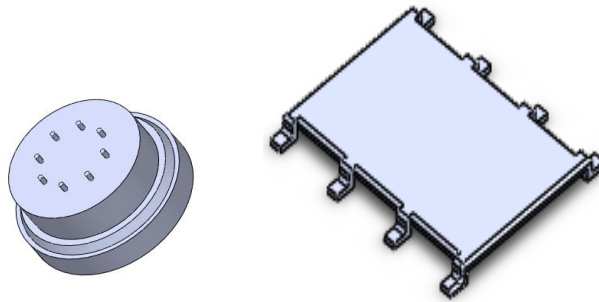


Figure III.58 : dessin SolidWorks du bâti et la base du bâti.

III.5 Conclusion

L'étude qu'on a effectuée dans ce chapitre, nous a permis de dimensionner chaque élément de notre mécanisme, à présent, nous allons établir un modèle CAO et soumettre à la simulation.

Chapitre IV :
Simulation et interprétation
des résultats

IV. Simulation et interprétation des résultats

Les solutions de simulation pour SOLIDWORKS, constituent un portefeuille facile à utiliser d'outils d'analyse, permettant de prédire le comportement physique réel d'un produit, en testant virtuellement des modèles CAO. Dans ce chapitre nous allons exposer l'analyse et la simulation numérique 3D du comportement des pièces principale de ce système par la Méthode des Eléments Finis (MEF). Et nous présentons les principaux résultats et discussions concernant la simulation.

IV.1 Définition

Après l'étude de conception et la réalisation de l'assemblage, on passe à la simulation numérique afin d'étudier et de visualiser le comportement de chaque élément du bras manipulateur dans les conditions de travail, à l'aide des résultats des études statiques qui déterminent les déplacements, les forces de réaction, les déformations, les contraintes et les distributions des coefficients sécurité. Les matériaux sont soumis à une rupture quand les contraintes dépassent un certain seuil (limite élastique).

Il est nécessaire de réaliser une étude statique linéaire ou non linéaire sur le modèle complet (appliquer les charges, les déplacements imposés, les contacts et les paramètres de maillage). Celle-ci pourrait être exécutée avec un maillage de différentes tailles.

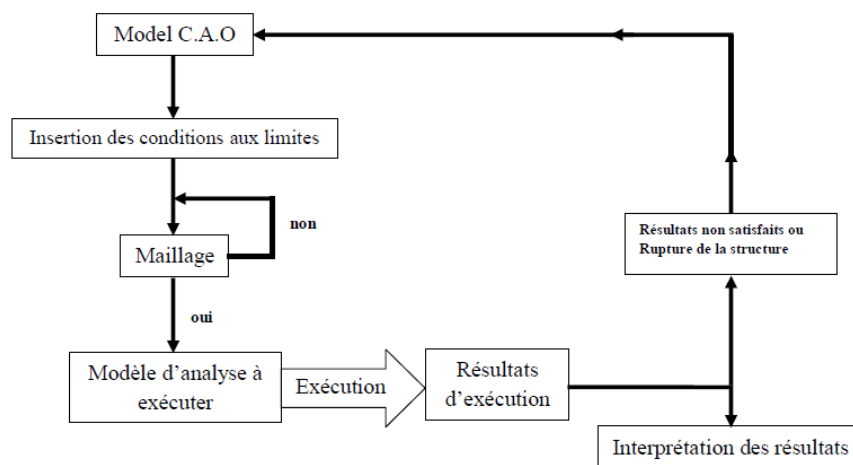


Figure IV.1: Présentation du processus de simulation.

IV.2 Logiciel utilisé

Pour l'outil de conception choisis ; nous allons utiliser le logiciel de conception assistée par ordinateur et d'analyse par éléments finis SOLIDWORKS 2020 ; pour son aptitude à résoudre une étude numérique par la méthode des éléments finis (fonction SMULATION).

IV.3 Démarche à suivre

- Modélisation géométrique de chaque élément du bras manipulateur ;
- Affectation du matériau ;
- Mise en place des conditions aux limites (déplacement imposés) ;
- Application des chargements ;
- Maillage de modèle (pièce) ;
- Exécution de l'analyse ;
- Visualisation et analyse des résultats ;

Dans notre cas, nous allons analyser chaque élément du bras manipulateur séparément ; en lui soumettant les conditions aux limites choisis et des différents maillages volumiques requis.

Nous allons commencer notre simulation par l'outil de préhension (la pince) qui présente un organe terminal du manipulateur, modélisé sous un sous-ensemble, l'étude sera basée sur le cas vertical ou l'un des mors subira tous les efforts, pour cela, on a créé trois modèles d'étude simplifiés, l'objectif est de déduire l'épaisseur qui convient mieux à cette conception.

IV.4 Présentation de la pince du bras manipulateur

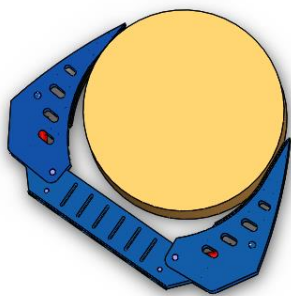


Figure a : Cas horizontale

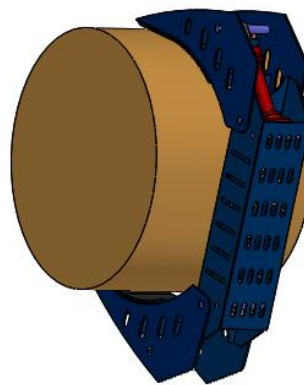


Figure b : Cas verticale

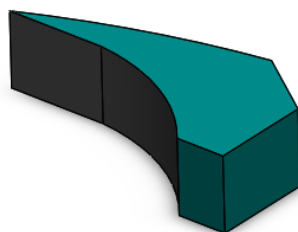


Figure IV.2 :la conception finale de la pince

IV.4.1 Application du matériau

Le comportement d'une pièce dépend du matériau appliqué à la pièce. On doit connaître les propriétés élastiques du matériau de la pièce. On attribue un matériau à la pièce en choisissant dans la bibliothèque de matériaux. Dans SOLIDWORKS, les matériaux ont deux types de propriétés : visuelles et physiques, on utilise les propriétés physiques des matériaux définis dans la bibliothèque de matériaux SOLIDWORKS.

Dans notre cas, on utilise un acier de construction (S275JR).

IV.4.2 Condition aux limites

La géométrie fixe est nécessaire pour définir l'environnement de fonctionnement du modèle, cette étape à fixer la structure dans une position convenable afin de lui appliquer les chargements. Dans notre cas, on a appliqué la géométrie fixe comme elle est illustrée sur la figure.

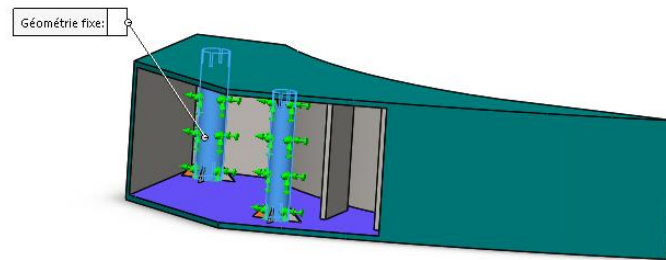


Figure IV.3:Application de la géométrie fixe.

IV.4.3 Application des charges

Cette étape consiste à l'application des efforts extérieurs dus à l'environnement dans lequel notre système est sollicité. Dans notre cas, on prend une force de 40000 N, d'où sa direction verticale actionner dans le sens opposé de l'axe Y.

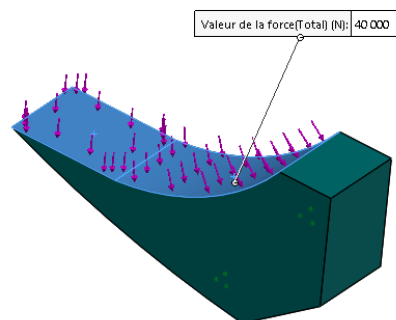


Figure IV.4:Application des forces.

IV.4.4 Génération de Maillage volumique

Lors de cette étude on a généré 3 types de maillage (dans l'objectif d'obtenir des résultats plus précis) sur trois différentes épaisseurs :

- Type 1 : épaisseur 10 mm
- Type 2 : épaisseur 12 mm
- Type 3 : épaisseur 15 mm

➤ Types de maillages :

	Maillage 1	Maillage 2	Maillage 3
--	------------	------------	------------

Type de maillage	Maillage volumique		
Maillage utilisé	Maillage standard		
Transition automatique	Désactivé(e)		
Vérif. du Jacobien	16 points		
Qualité	Haute		
Taille de l'élément	35,835 mm	25,1186 mm	17 mm
Tolérance	1,75 mm	1,25 mm	0,85 mm
Nombre de nœuds	15841	30965	64252
Nombre d'éléments	7820	15450	32597
Durée de création du maillage (hh:mm:ss)	00:00:11	00:00:22	00:01:07

Tableau IV.1 : Types de maillages générés.

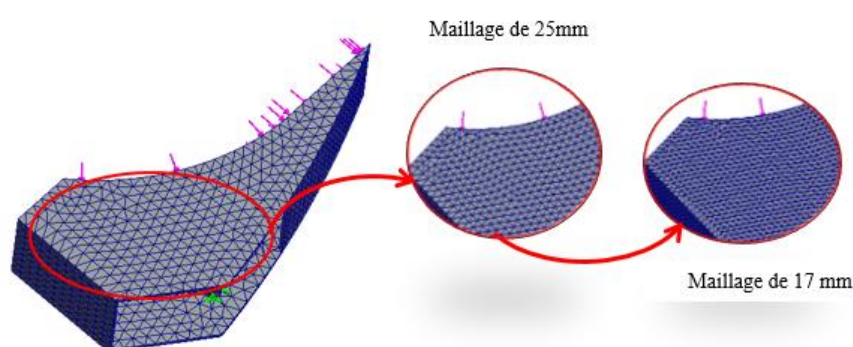


Figure IV.5: Illustration des différents maillages.

IV.4.5 Visualisation et analyse des résultats

❖ Contrainte de Von Mises :

Les figures suivantes nous montrent une comparaison de distribution des contraintes de Von Mises en (MPa), des trois modèles d'étude simplifiés. Sachant que nous allons se baser sur les résultats du maillage le plus fin (maillage 3) de chacun des modèles. La limite d'élasticité du 275JR est d'ordre de 275 MPa, nous remarquons (tout en se basant sur les couleurs de la barre de légende à droite des figures) que pratiquement toute la structure est de bleu ce qui implique que la sollicitation maximale à laquelle elle sera soumise, les zones qui présentent un danger de défaillance sont celles à proximité de l'axe de fixation du vérin qui s'élève à environ de 33.6 ;37 ;37.11 MPa (respectivement aux épaisseurs 15 ,12 , 10 mm) ce résultats est satisfaisant par rapport à la limite d'élasticité de notre matériau.

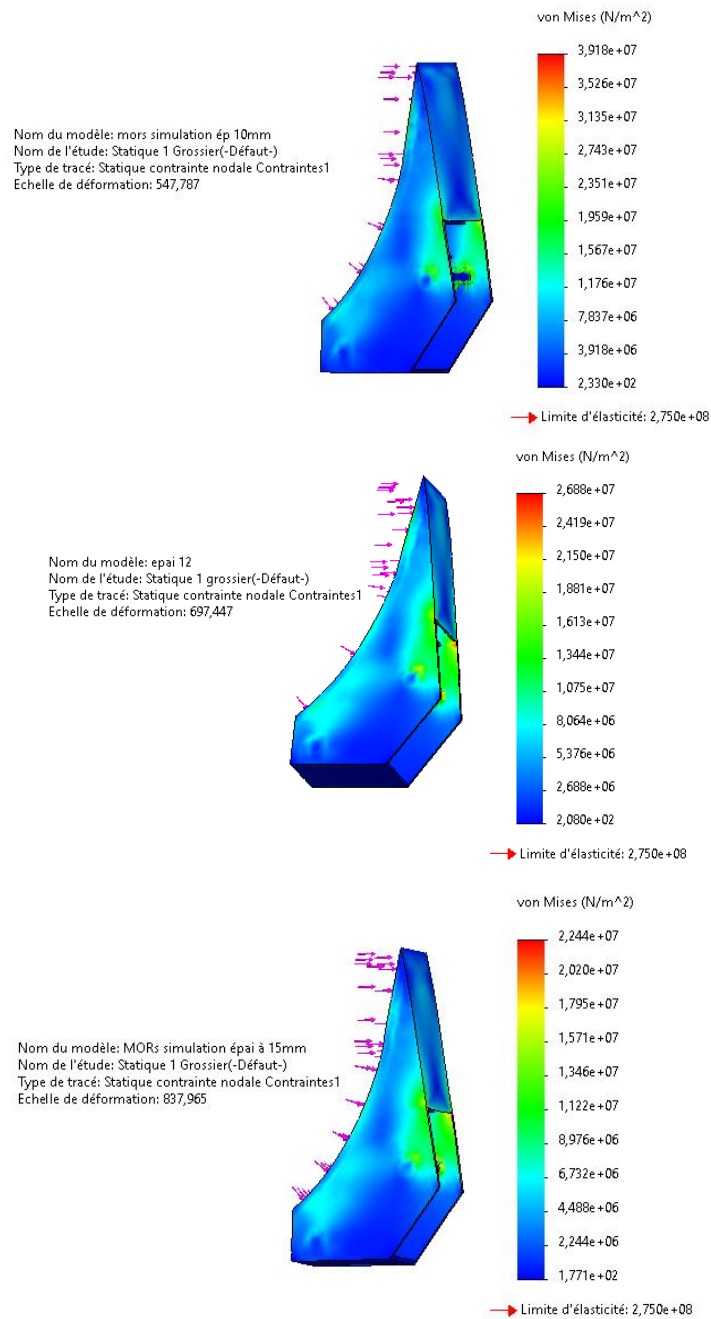


Figure IV.6:contraintes de VonMises (maillage 1).

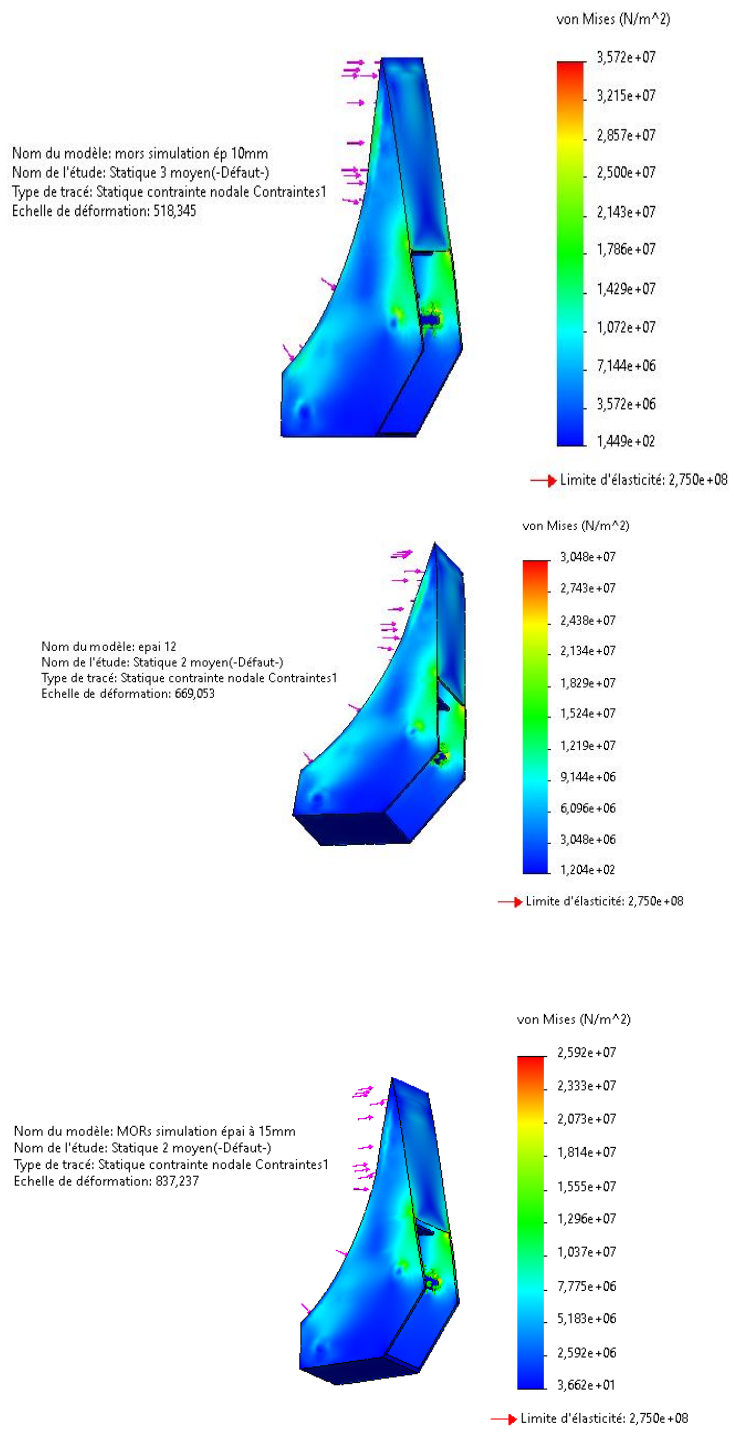


Figure IV.7: contraintes de VonMises (maillage 2).

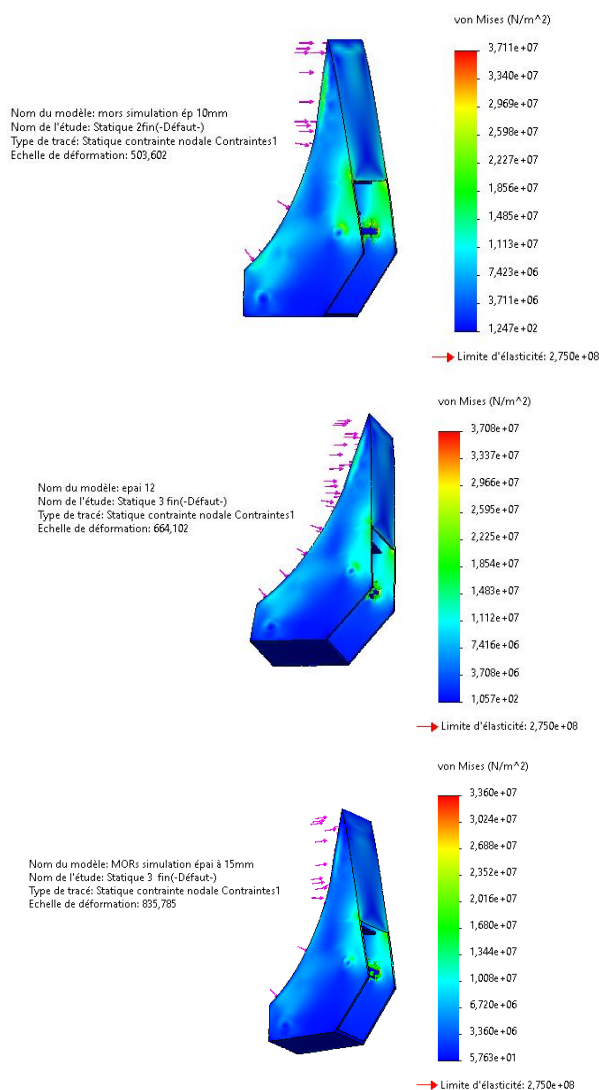


Figure IV.8: contraintes de VonMises (maillage 3).

❖ Déplacement total

Les figures suivantes nous indiquent les déplacements des éléments des trois modèles d'étude simplifiés en (mm), Sachant que nous allons se baser sur les résultats du maillage le plus fin (maillage 3). Nous constatons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de chaque figure) que le déplacement maximum (Flèche maximale) de l'arbre de transmission (Zone indiquée en rouge) est d'ordre d'environ 2.38×10^{-1} ; 1.8×10^{-1} ; 1.44×10^{-1} mm, un déplacement assez faible comparé à ce que peut subir le S275JR en travaillant dans son domaine élastique, donc nous pouvons conclure que c'est un résultat satisfaisant.

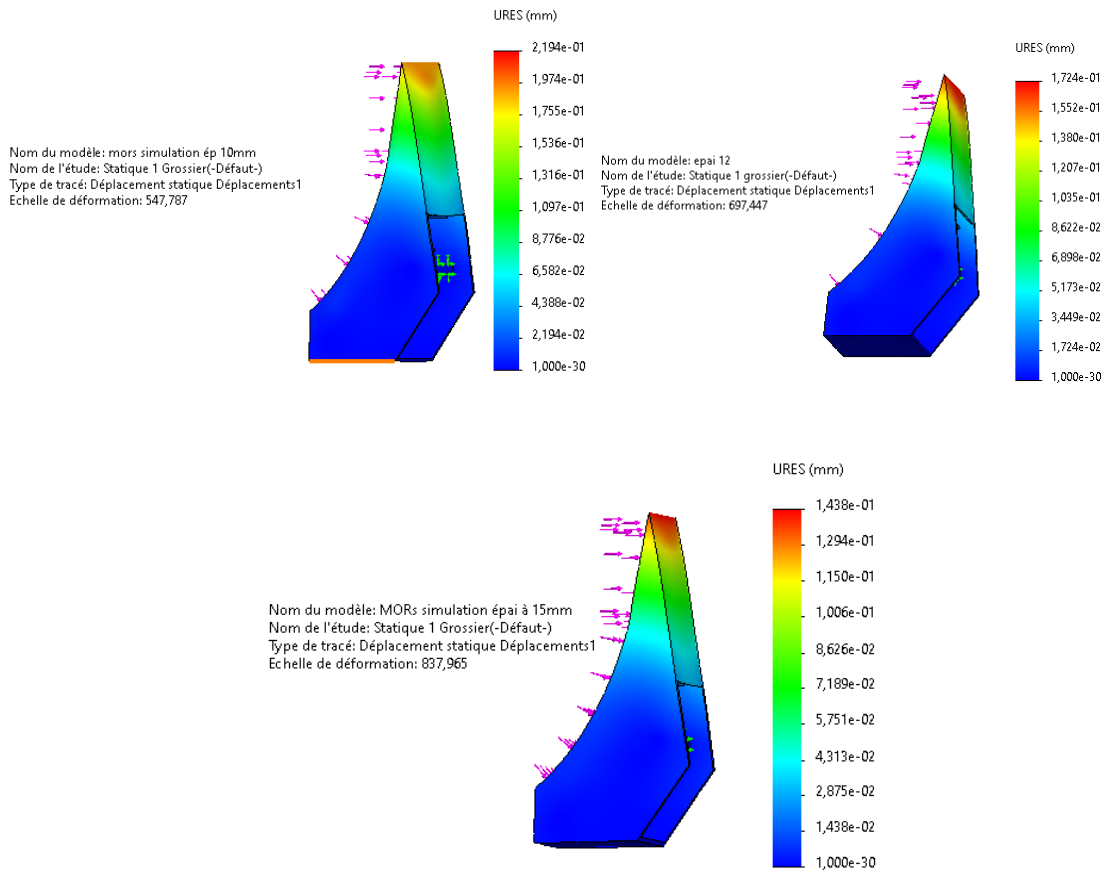


Figure IV.9 : Ensemble des déplacements (maillage 1).

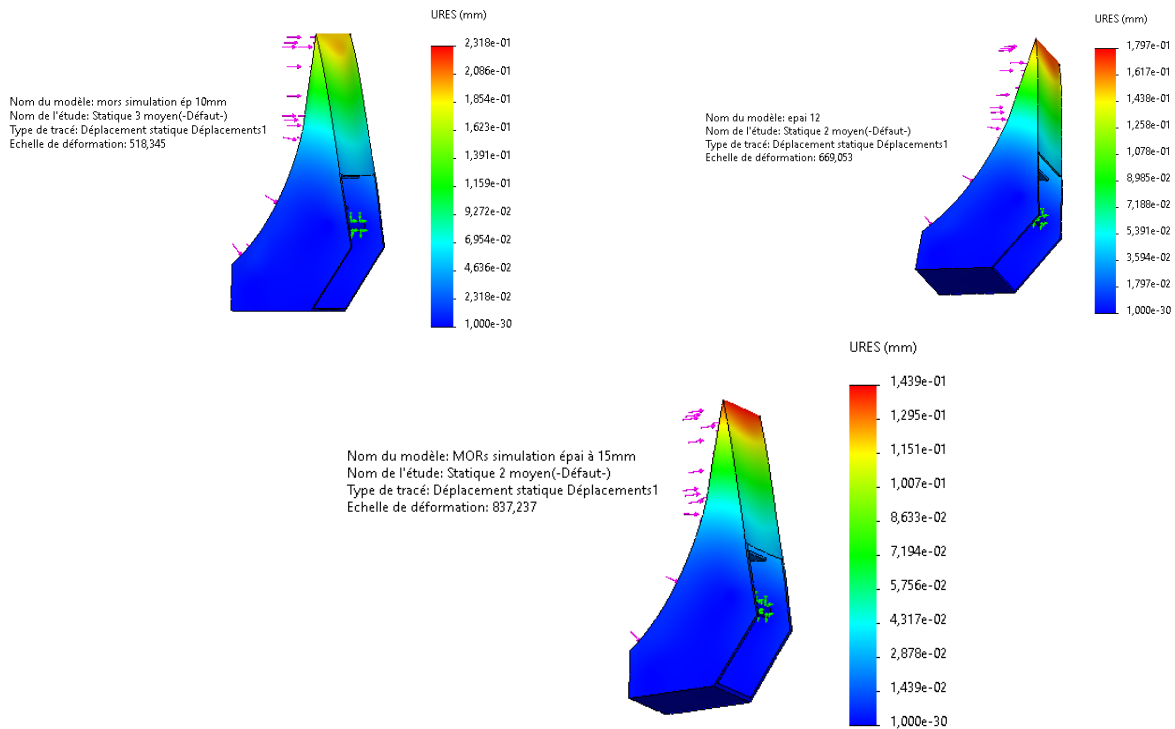


Figure IV.10: Ensemble des déplacements (maillage 2).

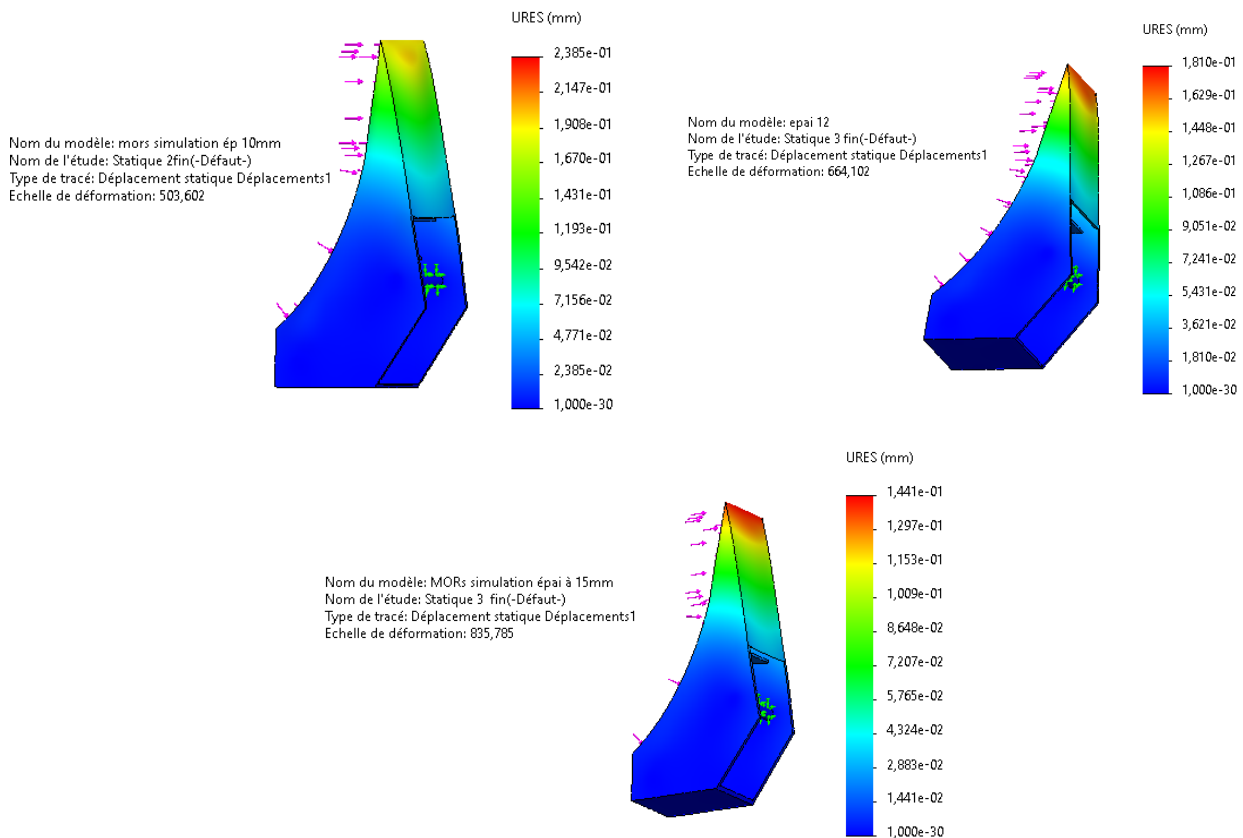
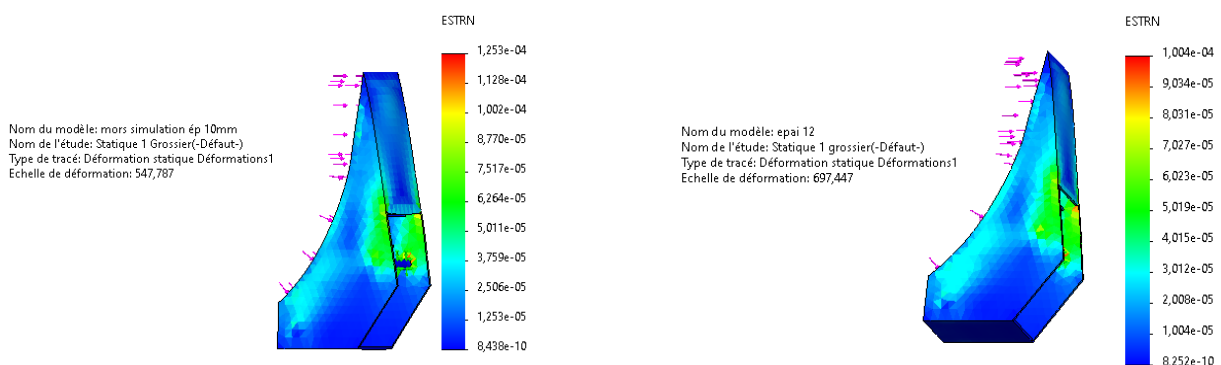


Figure IV.11: Ensemble des déplacements (maillage 3).

❖ Déformations équivalentes élastiques

Les figures suivantes nous indiquent les déformations $\epsilon = (\Delta L/L_0)$ des trois modèles d'étude simplifiés, Sachant que nous allons se baser sur les résultats du maillage le plus fin (maillage 3) de chacun des modèles. Nous remarquons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite des figures) que la déformation maximale de l'arbre de transmission (Zone indiquée en rouge) est d'ordre d'environ $\epsilon = 1.53 \times 10^{-4}$, $\epsilon = 1.48 \times 10^{-4}$, $\epsilon = 1.22 \times 10^{-4}$, (respectivement aux épaisseurs 10 ,12 , 15 mm). C'est des déformations assez faibles, nous constatons que la zone la plus déformée est celle à proximité de l'axe de fixation du vérin.



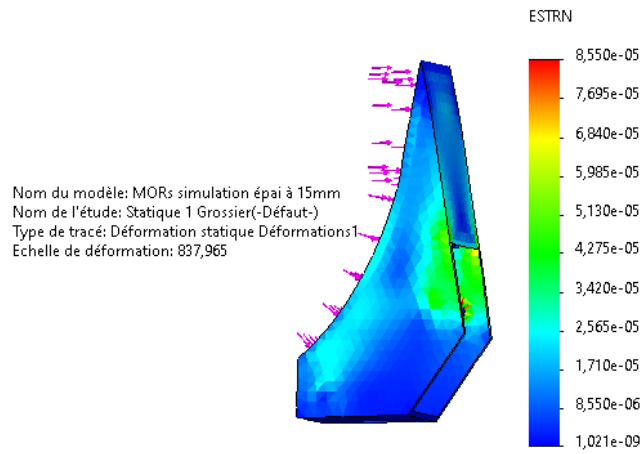


Figure IV.12: Déformations équivalentes élastiques (maillage 1).

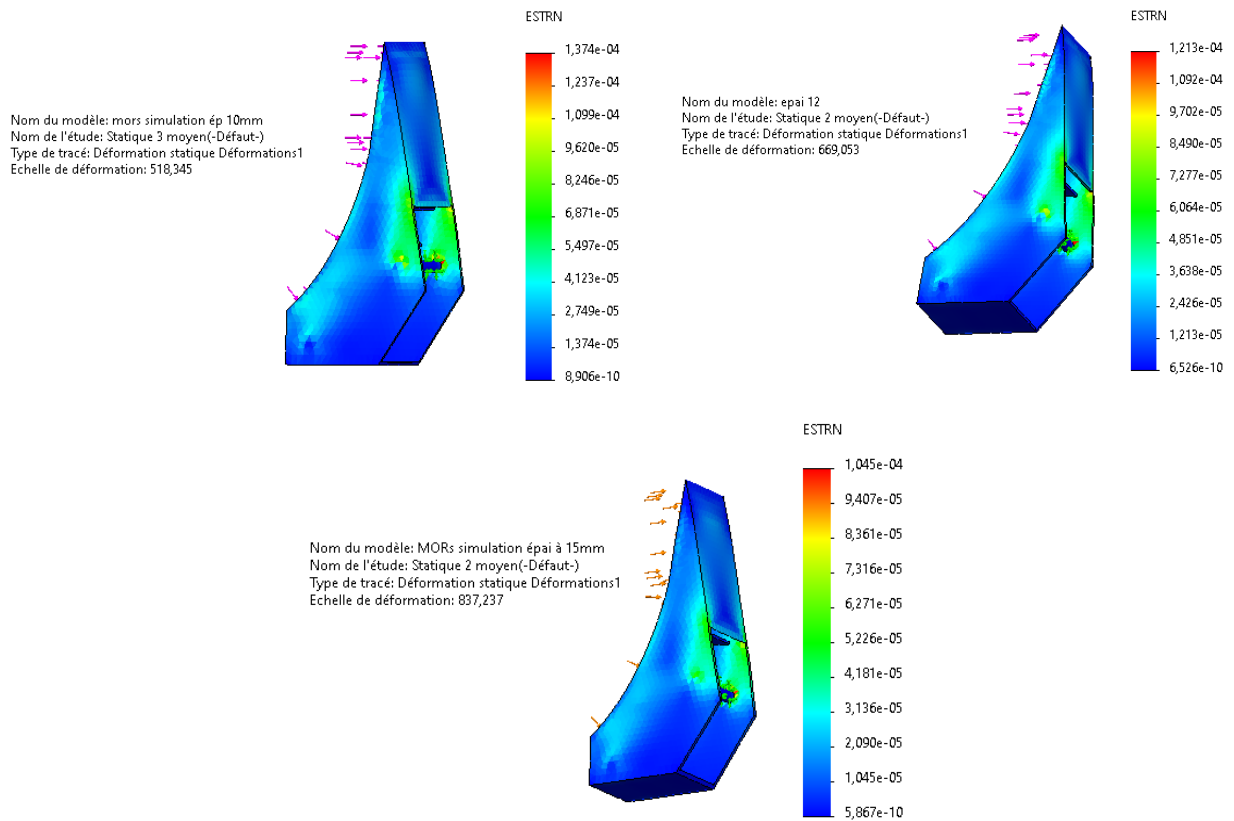


Figure IV.13: Déformations équivalentes élastiques (maillage 2).

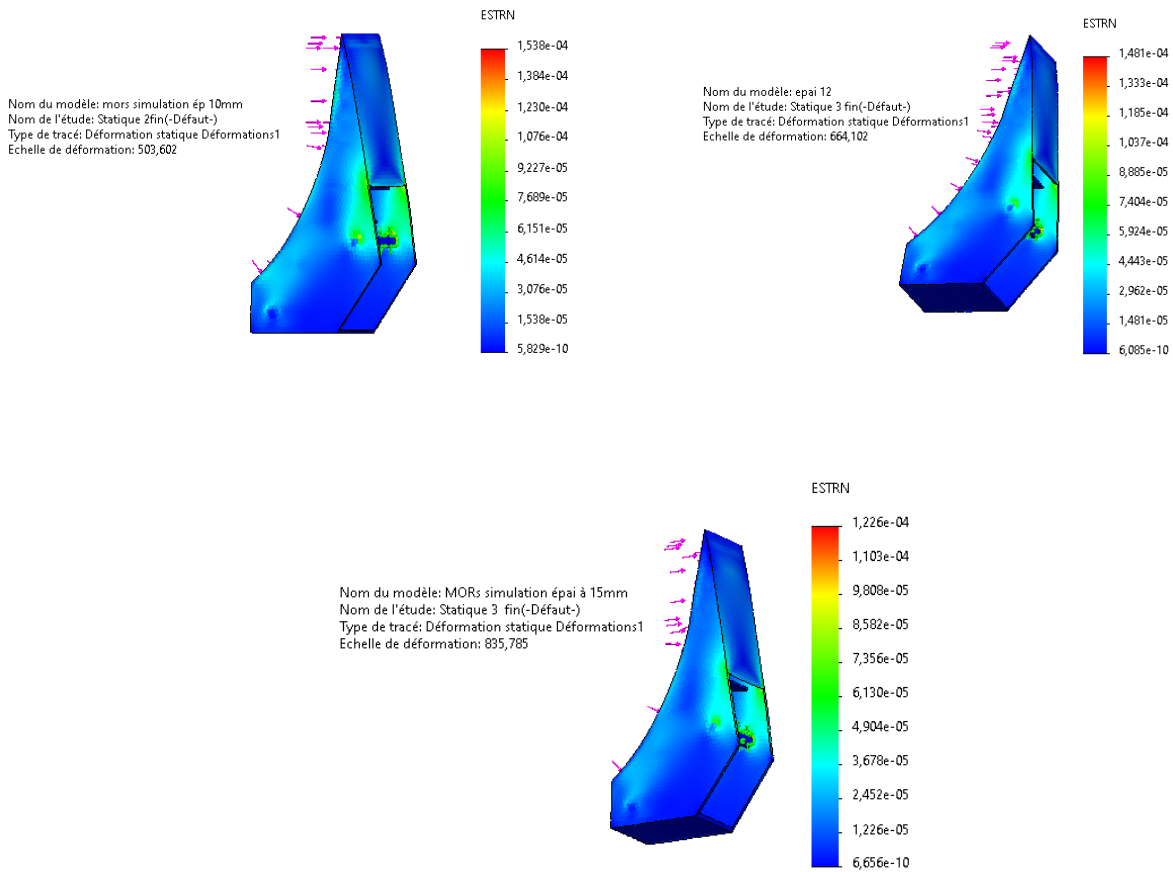
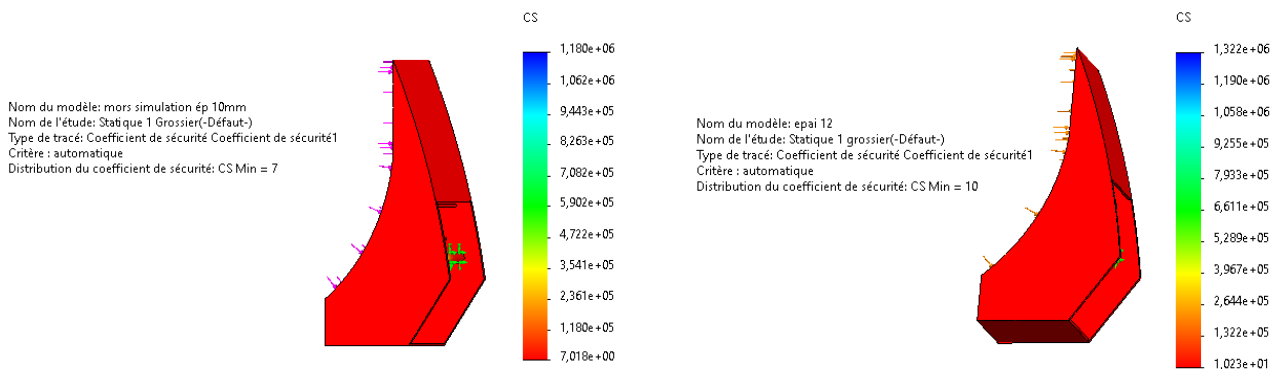


Figure IV.14: Déformations équivalentes élastiques (maillage 3)

❖ Coefficient de sécurité

Les figures suivantes nous indiquent les coefficients de sécurité des trois configurations d'étude simplifiées, Sachant que nous allons se baser sur les résultats du maillage le plus fin (maillage 3) de chacun des modèles. On remarque d'après les résultats affichés sont respectivement comme suite ; CS= 7 ; CS= 7.4 ; CS= 8.



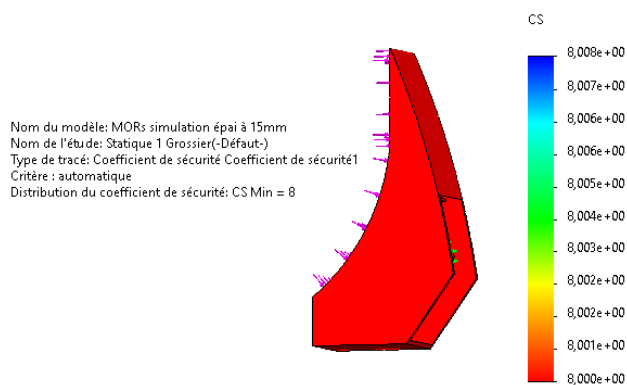


Figure IV.15: ensemble des coefficients de sécurité (maillage 1).

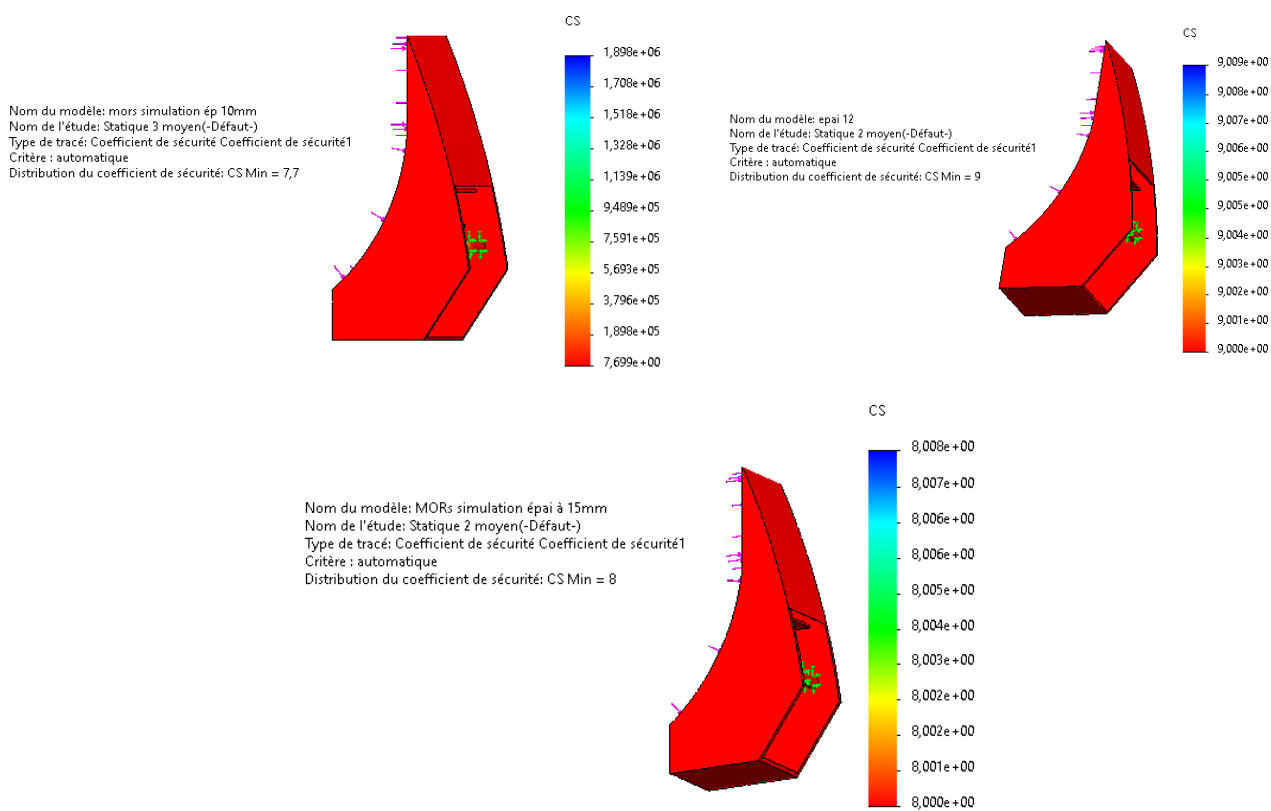


Figure IV.16: ensemble des coefficients de sécurité (maillage 2).

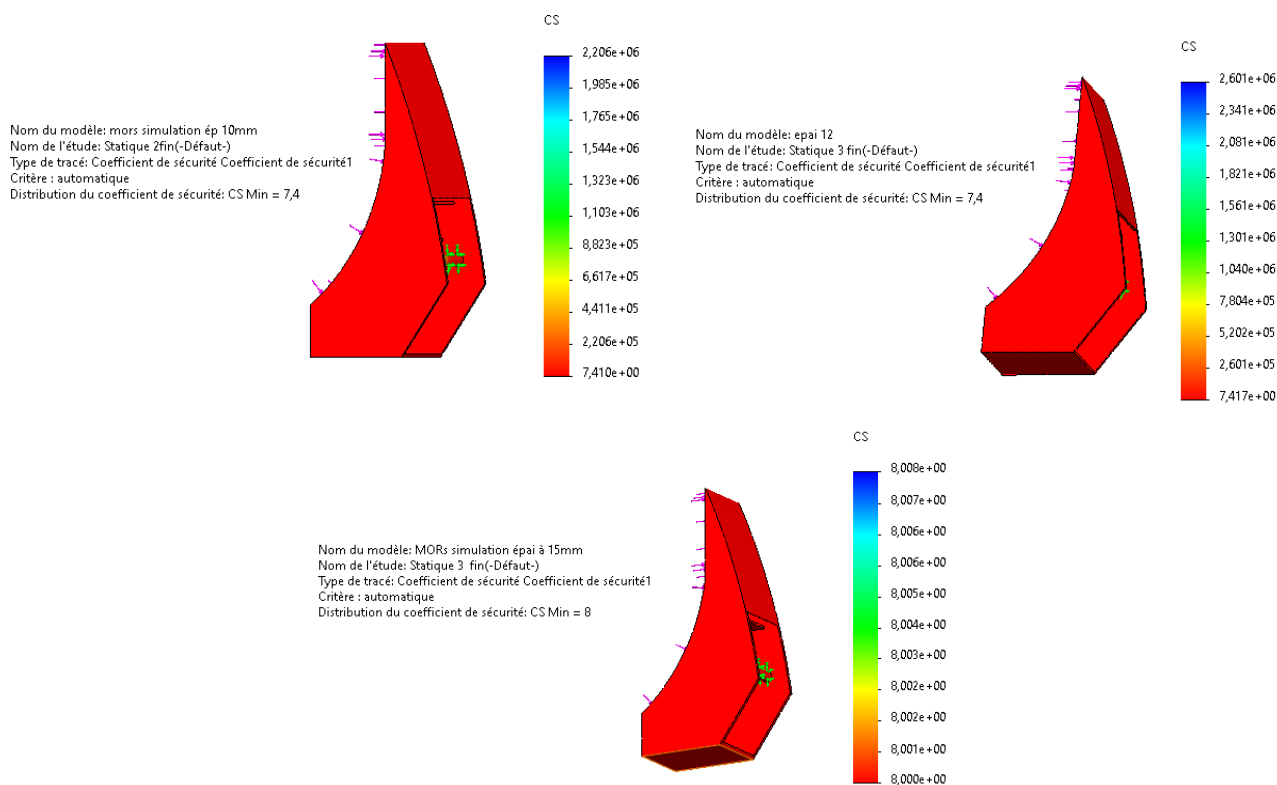


Figure IV.17: ensemble des coefficients de sécurité (maillage 3).

En comparant entre ces résultats (CS), on constate que seul le modèle de 15 mm qui répond à nos exigences (d'après la loi française qui impose pour les engins de levage, un coefficient de sécurité $CS = 8$). Étant donné qu'une épaisseur de 15 mm est trop élevée donc on a adopté une autre solution.

IV.4.6 Solution

La solution qu'on a choisie est de rester sur une épaisseur de 12mm pour les mors, et aussi apporter des changements à la géométrie de ce dernier : ajouter des nervures aux deux axes de fixation, modifier la pièce de renfort (d'une épaisseur de 10mm à une épaisseur de 12mm).

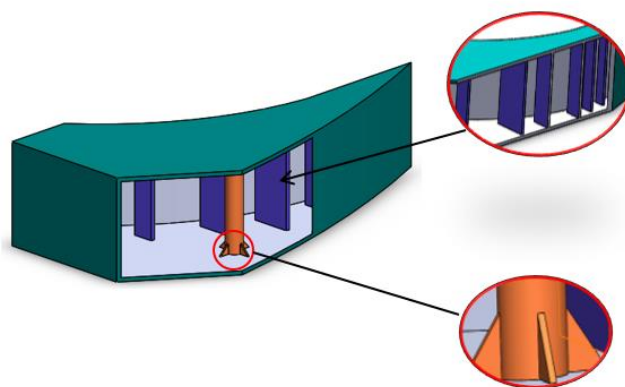


Figure IV.18: Modification apportées

La simulation de ce modèle, est effectuée par la même démarche précédente.

- **Maillages :**

Maillage volumique	Maillage 1	Maillage 2	Maillage 3
Vérif. du Jacobien	16 points		
Taille de l'élément	35mm	25 mm	17 mm
Tolérance	1,75 mm	1,25 mm	0,85 mm
Nombre de nœuds	16507	31163	65990
Nombre d'éléments	8158	15583	33268

Tableau IV.2: types de maillage générés

- **Résultats :**

- **Contraintes de Von mises**

La figure suivante nous montre la distribution des contraintes de type Von Mises en (MPa), en fonction des maillages générés. Nous remarquons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que sur la structure ; pratiquement il y a une prédominance de deux couleurs ; le bleu et le vert clair et une zone rouge ; ce qui implique que les sollicitations maximales auxquelles elle sera soumise sont respectivement de l'ordre de 1.57×10^2 , 1.38×10^2 et 1.37×10^2 MPa (zone en bleu), pour les zones en vert clair les contraintes de Von mises vont de 7.6×10^6 à 9.8×10^6 Mpa ; les zones qui présentent un danger de défaillance sont celles à proximité de la tige qui vont de 2.5×10^7 à 3×10^7 MPa, ce résultat est satisfaisant par rapport à la limite d'élasticité de notre matériau.

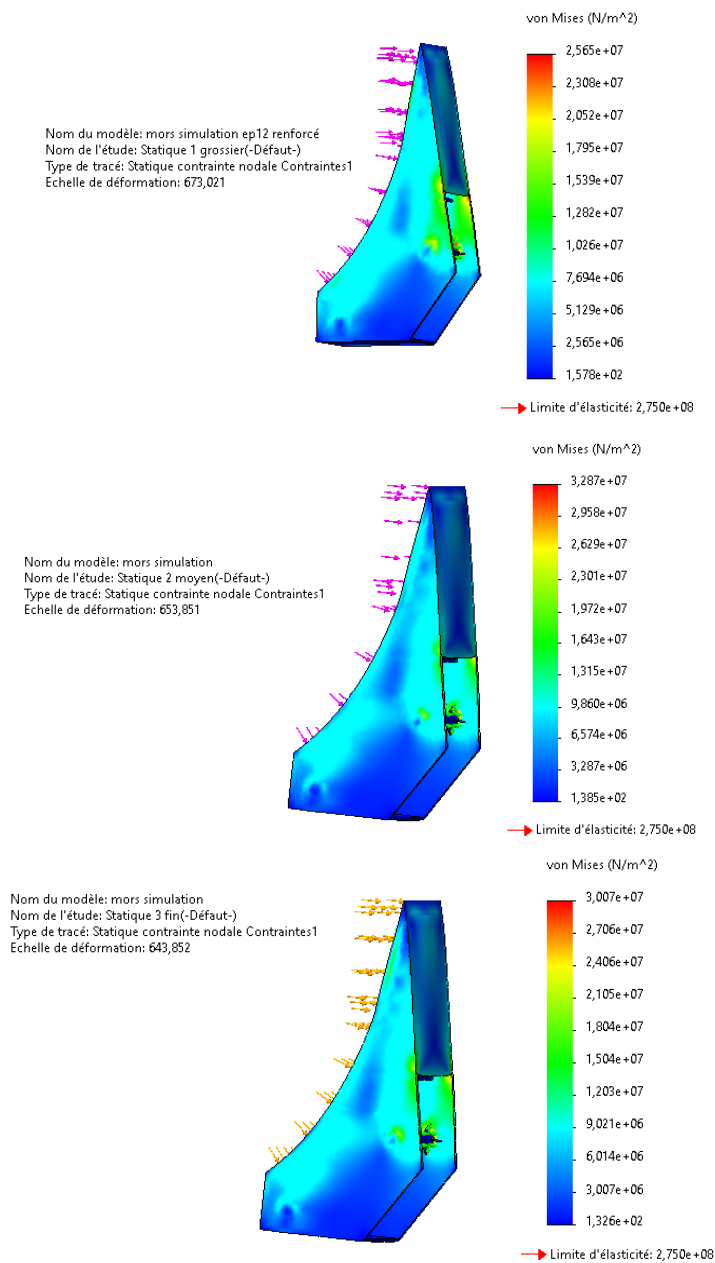


Figure IV.19: contraintes VonMises.

➤ **Déplacements total**

La figure suivante nous indique les déplacements de ce modèle en (mm). Nous constatons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que le déplacement maximal (Zone indiquée en rouge), un déplacement assez faible.

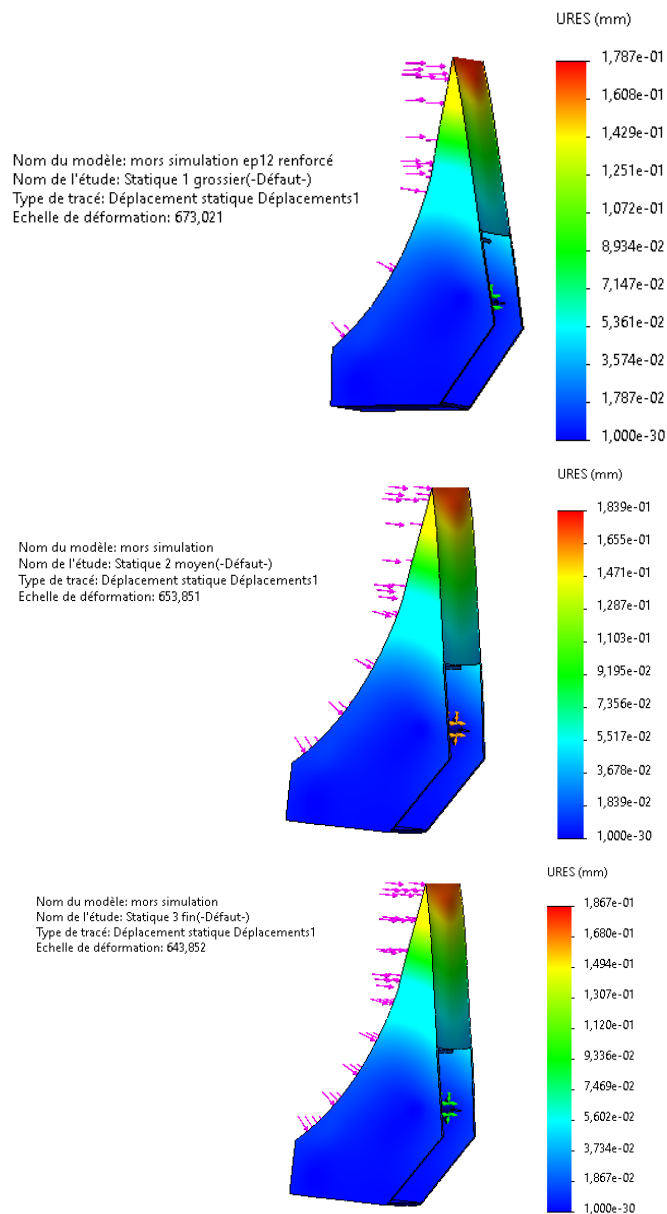


Figure IV.20: Déplacements enregistrés.

➤ Déformation équivalentes élastiques

La figure ci-dessus représente l'ensemble des déformations enregistrées. Ces résultats sont satisfaisants en comparant aux résultats enregistrés par rapport aux résultats précédents.

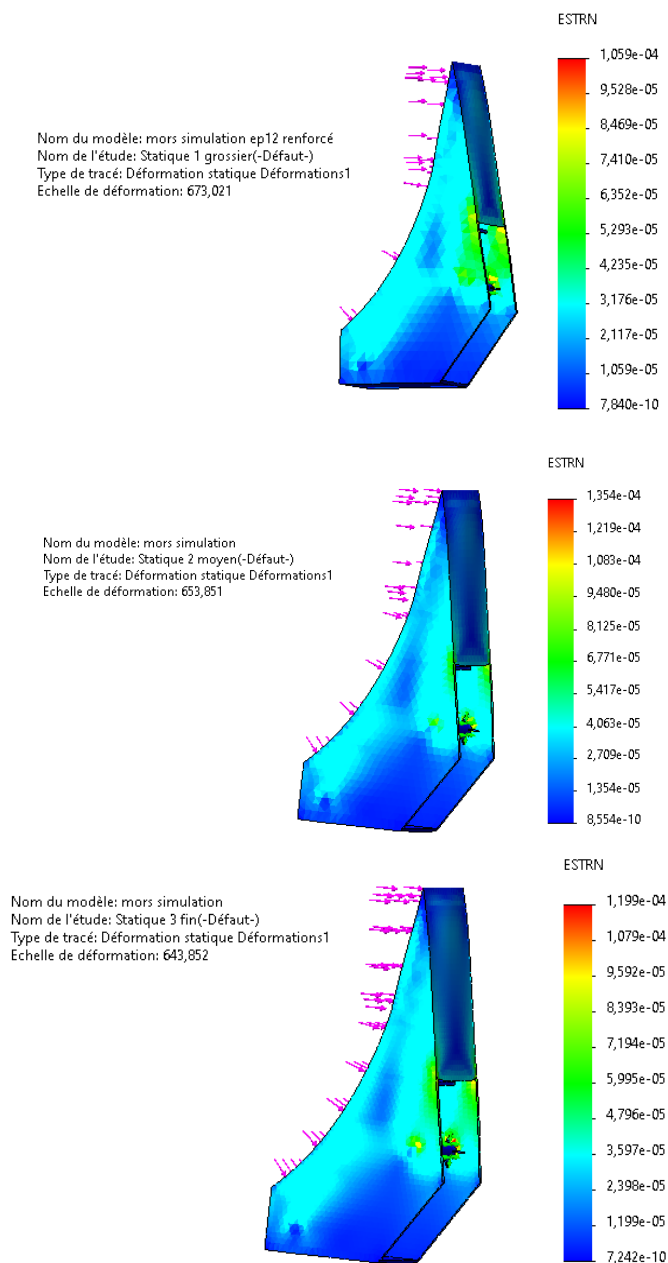


Figure IV.21: déformations enregistrées.

➤ **Coefficient de sécurité**

L'ensemble des résultats des coefficients de sécurité présentés sur la figure ci-dessus, indique que ce modèle répond conformément à la loi française (un coefficient de sécurité égale à 8 pour les engins de levage).

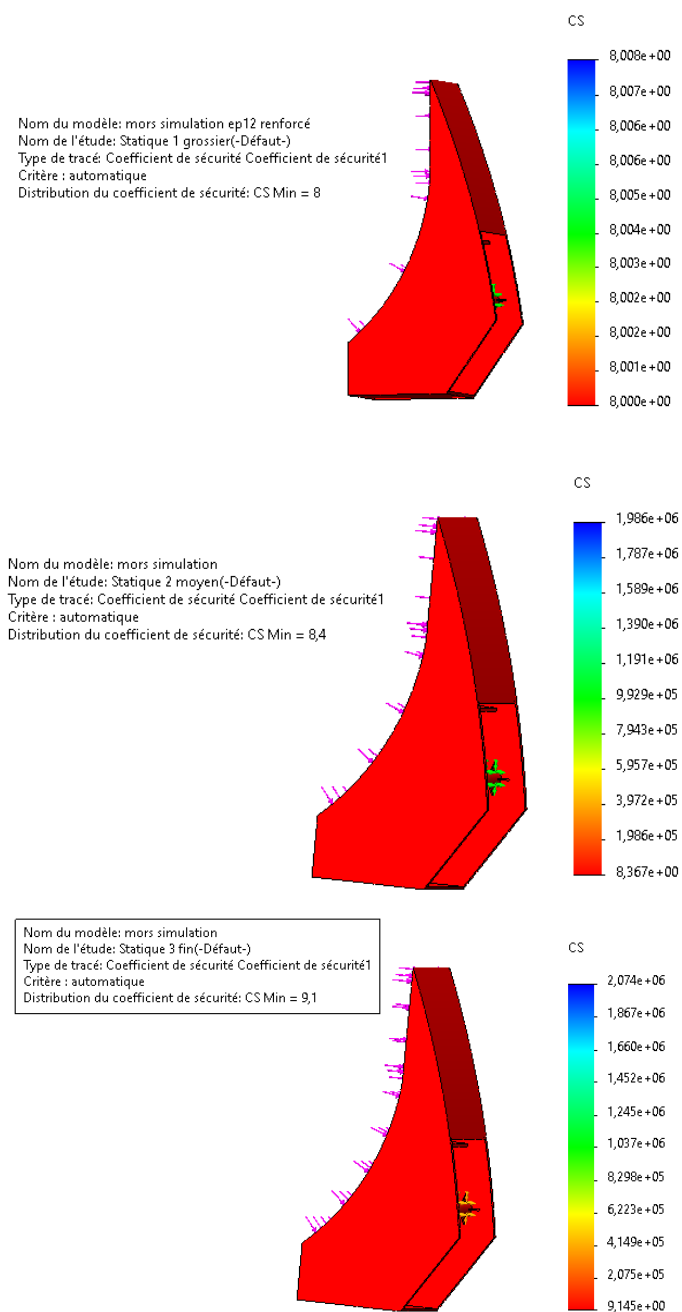


Figure IV.22: Coefficients de sécurité enregistrés.

IV.5 Présentation de l'axe de fixation du vérin

IV.5.1 Application du matériau

Pour cette tige on utilise un acier (42CrMO4).

IV.5.2 Condition aux limites

La géométrie fixe est nécessaire pour définir l'environnement de fonctionnement du modèle, cette étape à fixer la structure dans une position convenable afin de lui appliquer les chargements. Dans notre cas, on a appliqué la géométrie fixe, sera appliquer au bout des arbres ; celui-là correspond au serrage de l'écrou, comme elle est illustrée sur la figure

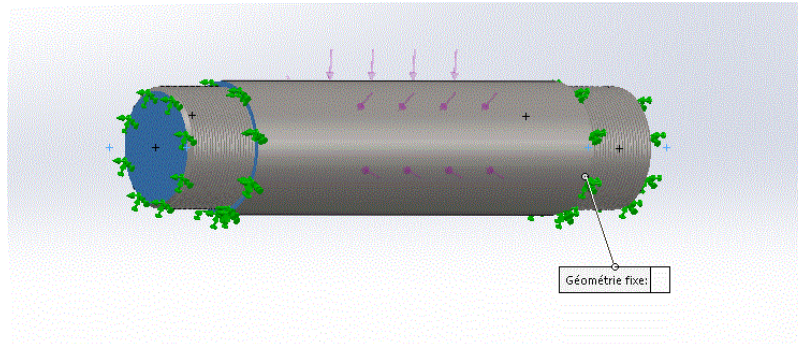


Figure IV.23 : Géométrie fixe de la tige.

IV.5.3 Application de charges

Cette étape consiste à l'application des efforts extérieurs dus à l'environnement dans lequel notre système est sollicité. Dans notre cas, on prend une force de 124 969 N et une direction verticale actionner dans le sens opposé de l'axe Y. et qui correspond à la réaction de vérin.

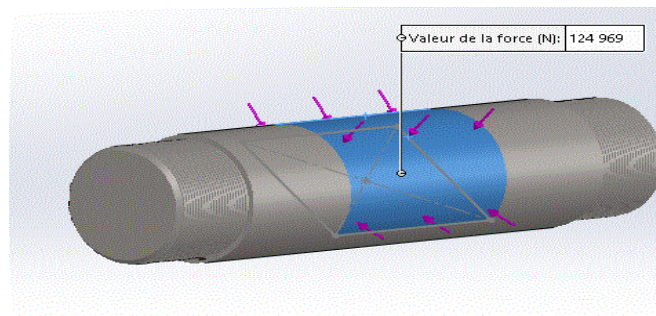


Figure IV.24 : Application des efforts sur la tige.

IV.5.4 Génération de Maillage volumique

Après les déplacements imposés et les chargements, nous allons procéder au maillage volumique de la structure, nous avons abouti aux paramètres suivants :

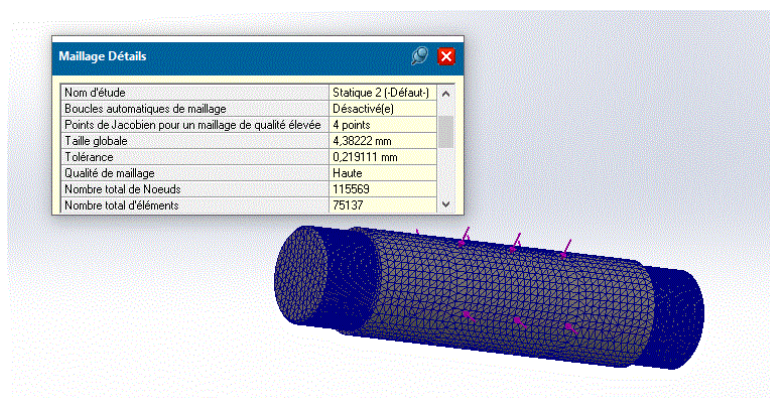


Figure IV.25 : Génération de Maillage volumique de la tige

IV.5.5 Visualisation et analyse des résultats

❖ Contrainte de Von Mises

La figure suivante nous montre la distribution des contraintes de type Von Mises en « MPa », sur la tige de fixation du vérin. Sachant que la limite d'élasticité du 42CrMo4 est de l'ordre de 750MPa , nous remarquerons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que sur la structure ; une prédominance de deux couleurs ; le bleu et le vert clair et une zone rouge ; ce qui implique que la sollicitation maximale à laquelle elle sera soumise est de l'ordre de 8.76×10^4 MPa (zone en bleu), pour les zones en vert les contraintes de Von Mises sont de l'ordre de 6.96×10^7 Mpa ;les zones qui présentent un danger de défaillance sont celles au niveau de l'emplacement de la platine qui atteint 2.3×10^8 MPa, ce résultat est satisfaisant par rapport à la limite d'élasticité de notre matériau.

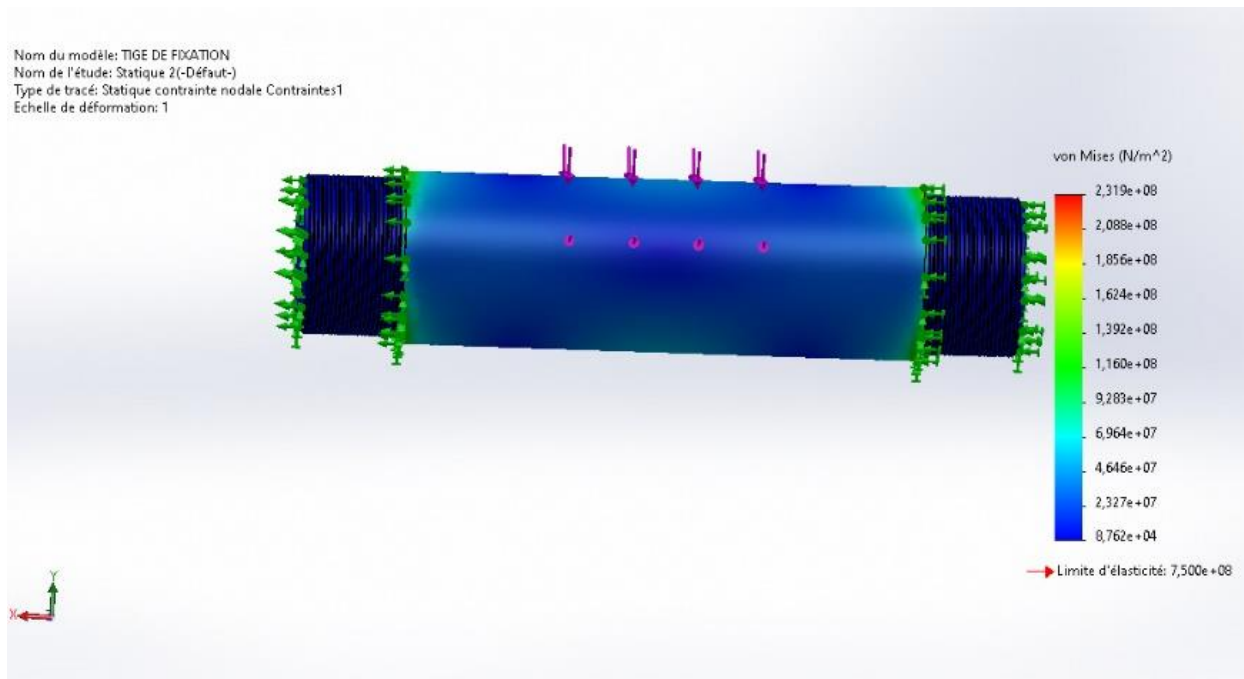


Figure IV.26 : Contrainte de Von Mises

❖ Déplacement total

La figure suivante nous indique les déplacements des éléments de notre structure en «mm». Nous remarquons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que le déplacement maximum de la tige de fixation du vérin (Zone indiquée en rouge) est de l'ordre d'environ 3.105×10^{-2} mm un déplacement assez faible comparée à ce que peut subir le 42CrMo4 en travaillant dans son domaine élastique, donc nous pouvons conclure que c'est un résultat satisfaisant.

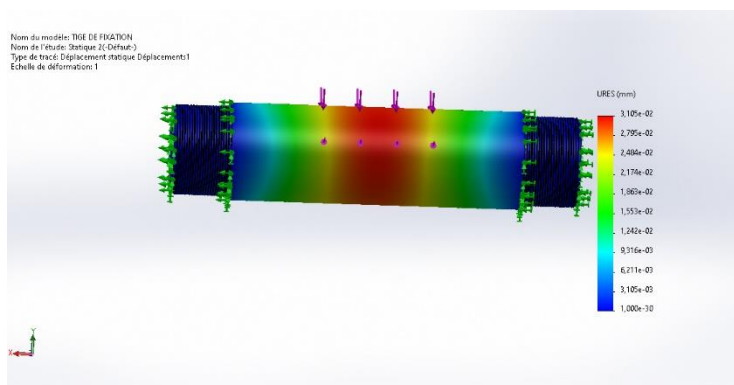


Figure IV.27 : Déplacement total de la tige.

❖ Déformation équivalente élastique

La figure suivante nous indique les déformations $\varepsilon = (\Delta L/L_0)$ des éléments de notre structure. Nous remarquons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que la déformation maximale de la tige de fixation du vérin (Zone indiquée en rouge) est de l'ordre d'environ $\varepsilon = 8.927 \times 10^{-4}$, c'est une déformation assez faible, nous constatons que la zone la plus déformée correspond aux emplacements des platines ; On peut conclure que le résultat est satisfaisant.

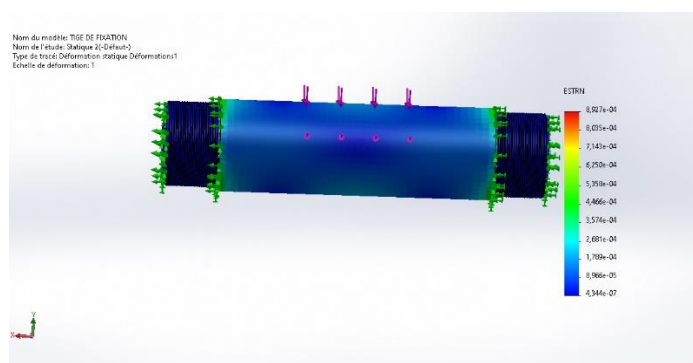


Figure IV.28 : Déformation équivalente élastique de la tige

IV.6 Présentation de l'avant-bras

IV.6.1 Application du matériau

Le comportement d'une pièce dépend du matériau appliqué à la pièce. On doit connaître les propriétés élastiques du matériau de la pièce. On attribue un matériau à la pièce en choisissant dans la bibliothèque de matériaux. Dans SOLIDWORKS, les matériaux ont deux types de propriétés : visuelles et physiques, on utilise les propriétés physiques des matériaux définis dans la bibliothèque de matériaux SOLIDWORKS.

Dans notre cas, on utilise un acier de construction (S275JR).

IV.6.2 Condition aux limites

La géométrie fixe est nécessaire pour définir l'environnement de fonctionnement du modèle, cette étape à fixer la structure dans une position convenable afin de lui appliquer les chargements. Dans notre cas on a appliqué la géométrie fixe comme elle est illustrée sur la figure.

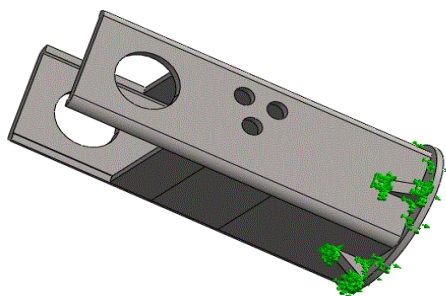


Figure IV.29 : La géométrie fixe du segment 01.

IV.6.3 Application de charges

Cette étape consiste à l'application des efforts extérieurs dus à l'environnement dans lequel notre système va travailler. Dans notre cas, on prend deux forces de l'articulation égale à 10814N et de fixation du vérin 02 égal à 124 969N.

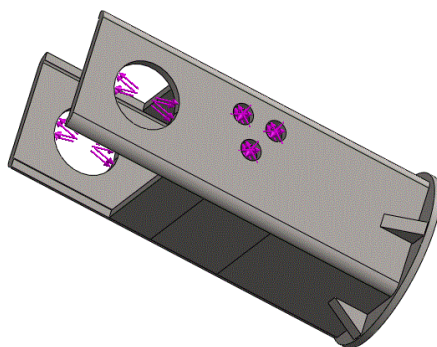


Figure IV.30 : Application des efforts sur segment 01

IV.6.4 Génération de Maillage volumique

Après les déplacements imposés et les chargements, nous allons procéder au maillage volumique de la structure, nous avons abouti aux paramètres suivants :

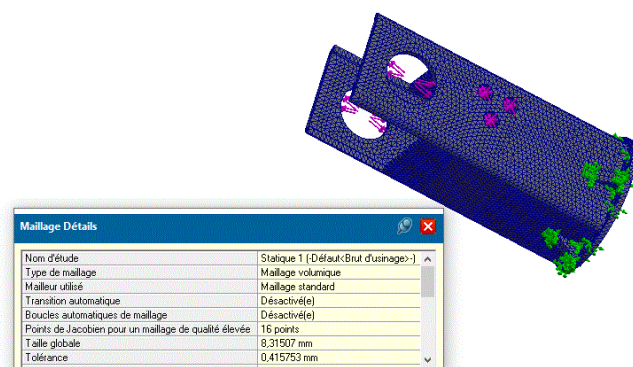


Figure IV.31 : Génération de Maillage volumique du segment 01.

IV.6.5 Visualisation et analyse des résultats

❖ Contrainte de Von Mises

nous remarquerons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que sur la structure ; une prédominance de deux couleurs ; le bleu et le vert clair et une zone rouge ; ce qui implique que la sollicitation maximale à laquelle elle sera soumise est de l'ordre de 0 .00MPa (zone en bleu), pour les zones en vert les contraintes de Von Mises sont de l'ordre de 7.9610^7 Mpa au 2.125×10^8 ;les zones qui présentent un danger de défaillance sont celles au niveau de fixation de la platine qui atteint 2.6×10^8 MPa, ce résultat est satisfaisant par rapport à la limite d'élasticité de notre matériau.

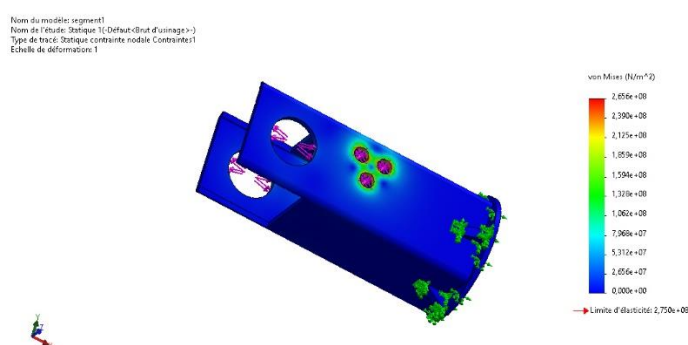


Figure IV.32 : Contrainte de Von Mises du segment 01.

❖ Déplacement total

L'analyse de la figure nous montre que le déplacement maximal qui présente un danger de défaillance sont celles au niveau de l'articulation, le déplacement maximum du segment 01 (Zone indiquée en rouge) est d'ordre d'environ $4,521 \times 10^{-2}$ mm, un déplacement important en

construction mécanique, mais plutôt acceptable en structure métallique ; vu que la longueur du segment 01 est de $L = 500 \text{ mm}$; la solution sera d'adopter des renforcements au niveau des zones critiques (rouge) ou adopter un profilé supérieur à celui choisi au départ.

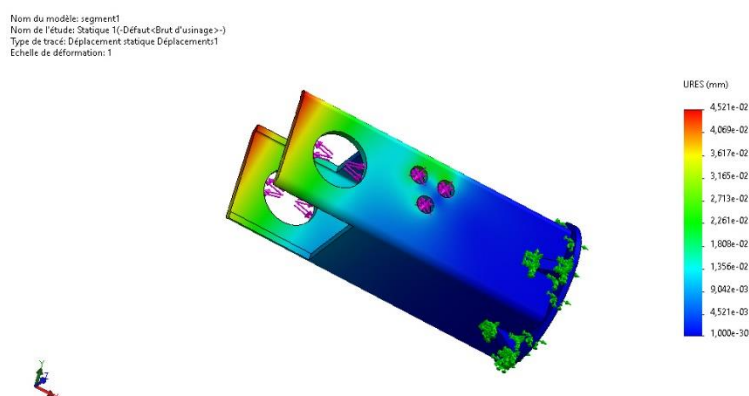


Figure IV.33 : Déplacement total du segment 01.

❖ Déformation équivalente élastique

La figure suivante nous indique les déformations $\varepsilon = (\Delta L/L_0)$ des éléments de notre structure, que la déformation maximale du segment 01 (Zone indiquée en rouge) est de l'ordre d'environ $\varepsilon = 8,918 \times 10^{-4}$, c'est une déformation assez faible, nous constatons que la zone la plus déformée est celle de fixation de la platine.

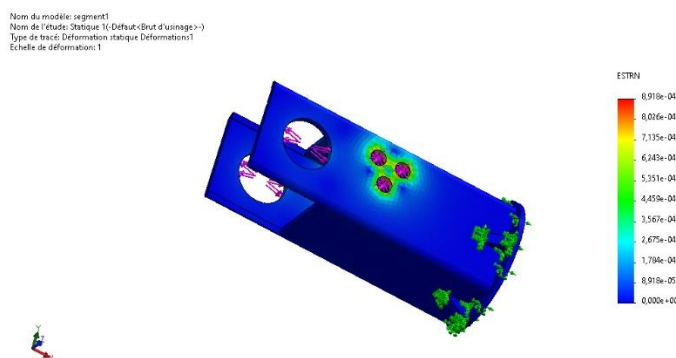


Figure IV.34 : Déformation équivalente élastique du segment 01.

IV.7 Présentation de segment N°2

IV.7.1 Application du matériau

Le comportement d'une pièce dépend du matériau appliqué à la pièce. On doit connaître les propriétés élastiques du matériau de la pièce. On attribue un matériau à la pièce en choisissant dans la bibliothèque de matériaux. Dans SOLIDWORKS, les matériaux ont deux

types de propriétés : visuelles et physiques on utilise les propriétés physiques des matériaux définis dans la bibliothèque de matériaux SOLIDWORKS.

Dans notre cas, on utilise un acier de construction (S275JR).

IV.7.2 Condition aux limites

La géométrie fixe est nécessaire pour définir l'environnement de fonctionnement du modèle, cette étape à fixer la structure dans une position convenable afin de lui appliquer les chargements. Dans notre cas on a appliqué la géométrie fixe au niveau de l'articulation 2 comme elle est illustrée sur la figure

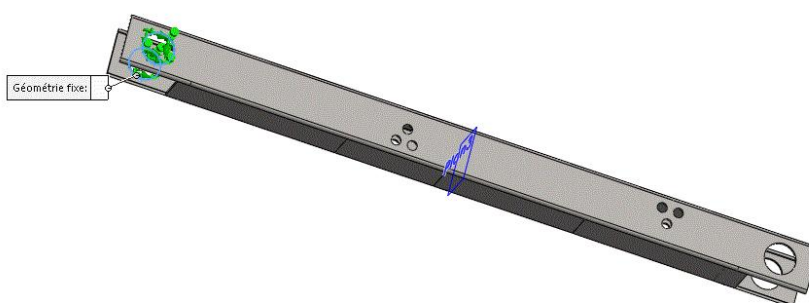


Figure IV.35 : La géométrie fixe du segment 02

IV.7.3 Application de charges

Cette étape consiste à l'application des efforts extérieurs dus à l'environnement dans lequel notre système va travailler. Quand un chargement est appliqué à un corps, celui-ci se déforme et les effets du chargement se transmettent dans tout le corps. Les forces extrêmes induisent des forces internes et réactions qui conduisent le corps à un état d'équilibre. Dans notre cas, on prend trois forces, la force d'articulation 01 égale à 10814 N, la force de fixation de la platine égale 124 969 N et la force de vérin 03 égal à 101103 .22N

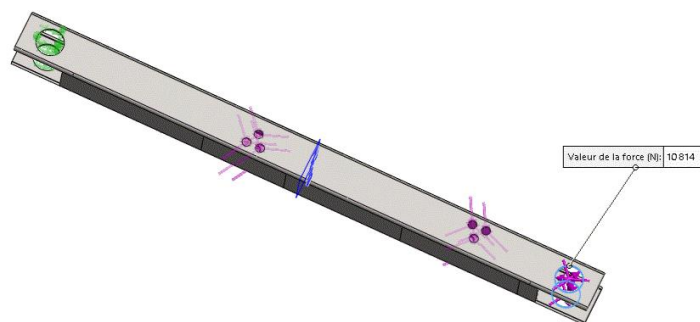


Figure IV.36 : Application des efforts sur segment 02.

IV.7.4 Génération de Maillage volumique

Après les déplacements imposés et les chargements, nous allons procéder au maillage volumique de la structure, nous avons abouti aux paramètres suivants :

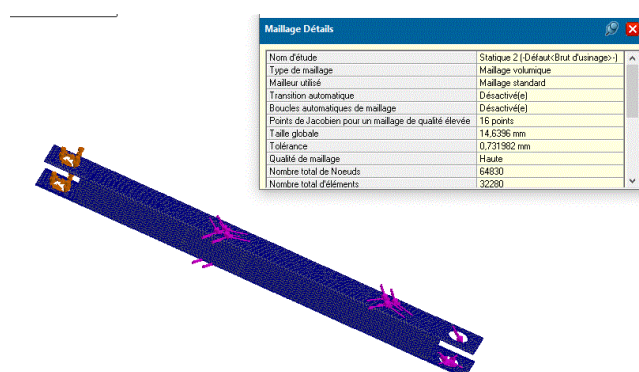


Figure IV.37 : Génération de Maillage volumique du segment 02.

IV.7.5 Visualisation et analyse des résultats

❖ Contrainte de Von Mises

La figure suivante nous montre la distribution des contraintes de type Von Mises en « MPa », sur le segment 02. Sachant que la limite d'élasticité du S275 est de 275 MPa, nous remarquons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que sur la structure ; pratiquement il y a une prédominance de deux couleurs ; le bleu et le vert clair et une zone rouge ; ce qui implique que la sollicitation maximale à laquelle elle sera soumise est de l'ordre de $2,71 \times 10^8$ MPa, pour les zones en vert clair les contraintes de Von Mises sont de l'ordre de 1.16 MPa ; les zones qui présentent un danger de défaillance sont celles à proximité des trous de fixation de la platine qui atteignent $3,873 \times 10^8$ MPa, ce résultat est peu satisfaisant par rapport à la limite d'élasticité de notre matériau.

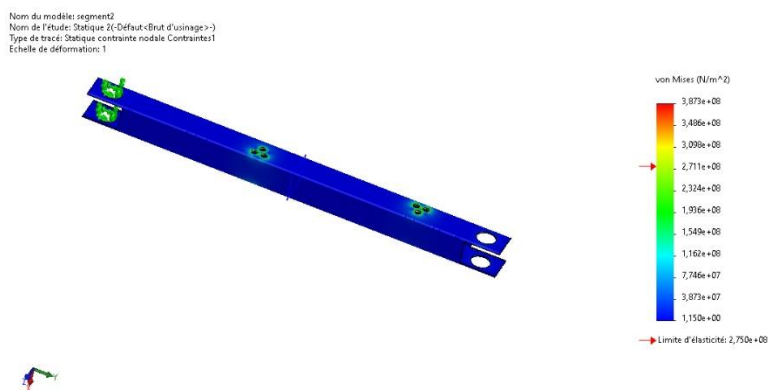


Figure IV.38 : Contrainte de Von Mises du segment 02.

❖ Déplacement total

La figure suivante nous indique les déplacements des éléments de notre structure en « mm ». Nous constatons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que le déplacement maximum du segment 02 (Zone indiquée en rouge) est d'ordre d'environ 7.762×10^{-2} mm, un déplacement important en construction mécanique, et surtout en zone du perçage, mais plutôt acceptable en structure métallique ; vu que la longueur du segment 02 est de $L = 1500$ mm ; la solution sera d'adopté et d'adopter un profilé supérieur à celui choisi au départ.

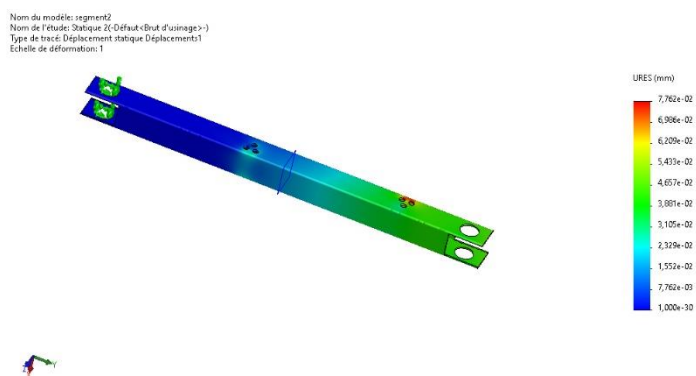


Figure IV.39 : Déplacement total du segment 02.

❖ Déformation équivalente élastique

La figure suivante nous indique les déformations $\varepsilon = (\Delta L/L_0)$ des éléments de notre structure. Nous remarquons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que la déformation maximale du segment 02 (Zone indiquée en rouge) est de l'ordre d'environ $\varepsilon = 1,286 \times 10^{-3}$, c'est une déformation peu faible, nous constatons que la zone la plus déformée est celle à proximité des trous de fixation des vérins 2 et 3.

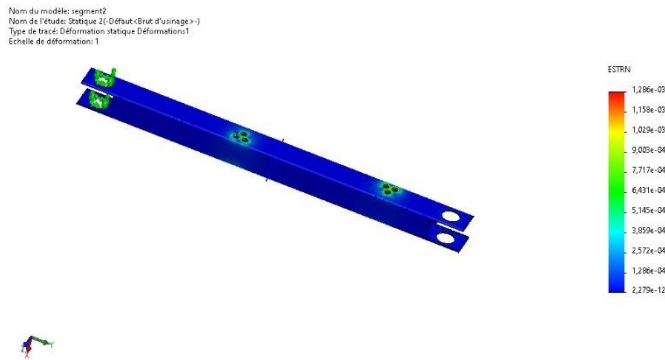
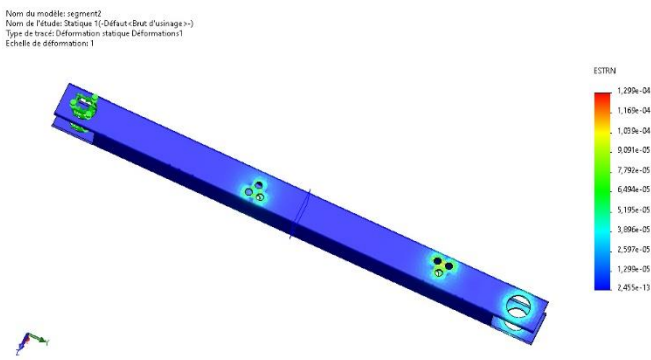
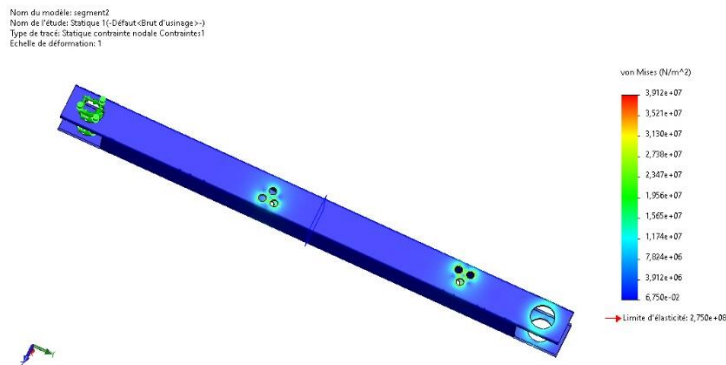


Figure IV.40 : Déformation équivalente élastique du segment 02

❖ SOLUTION

Nous allons effectuer une nouvelle simulation avec les mêmes paramètres de génération de maillage volumique, application des charges et Conditions aux limites, afin d'obtenir un résultat plus satisfaisant, en adoptant un nouveau profil pour la poutre de dimensionnement 180X180X12, nous constatons un résultat plus satisfaisant au niveau des trous de fixation vérins ainsi les trous d'articulation.



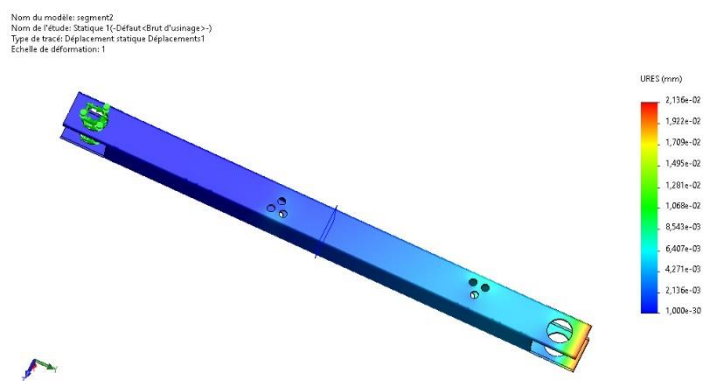


Figure IV.41 : simulation de la solution adoptée pour segment 02.

IV.8 Présentation de segment N°3

IV.8.1 Application du matériau

Le comportement d'une pièce dépend du matériau appliqué à la pièce. On doit connaître les propriétés élastiques du matériau de la pièce. On attribue un matériau à la pièce en choisissant dans la bibliothèque de matériaux. Dans SOLIDWORKS, les matériaux ont deux types de propriétés : visuelles et physiques, on utilise les propriétés physiques des matériaux définis dans la bibliothèque de matériaux SOLIDWORKS.

Dans notre cas, on utilise un acier de construction (S275JR).

IV.8.2 Condition aux limites

La géométrie fixe est nécessaire pour définir l'environnement de fonctionnement du modèle, cette étape à fixer la structure dans une position convenable afin de lui appliquer les chargements. Dans notre cas, on a appliqué la géométrie fixe comme elle est illustrée sur la figure

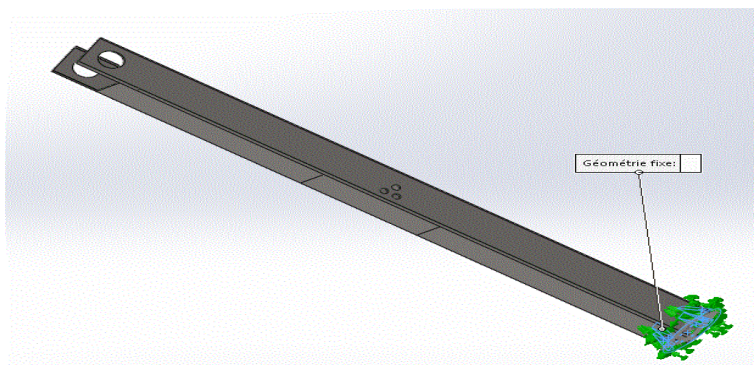


Figure IV.42 : Géométrie fixe segment 03.

IV.8.3 Application des charges

Cette étape consiste à l'application des efforts extérieurs dus à l'environnement dans lequel notre système va travailler. Dans notre cas, on prend deux forces : la force d'articulation de 77 324N et la force de fixation de vérin 3 de 101103N.

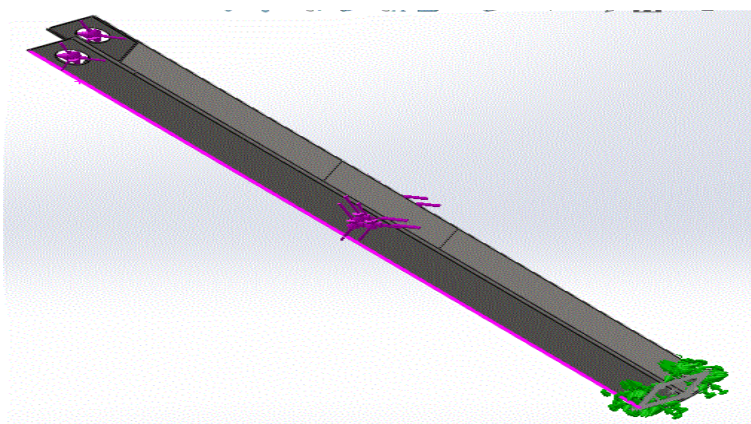


Figure IV.43 : Application des efforts sur segment 03.

IV.8.4 Génération de Maillage volumique

Après les déplacements imposés et les chargements, nous allons procéder au maillage volumique de la structure, nous avons abouti aux paramètres suivants :

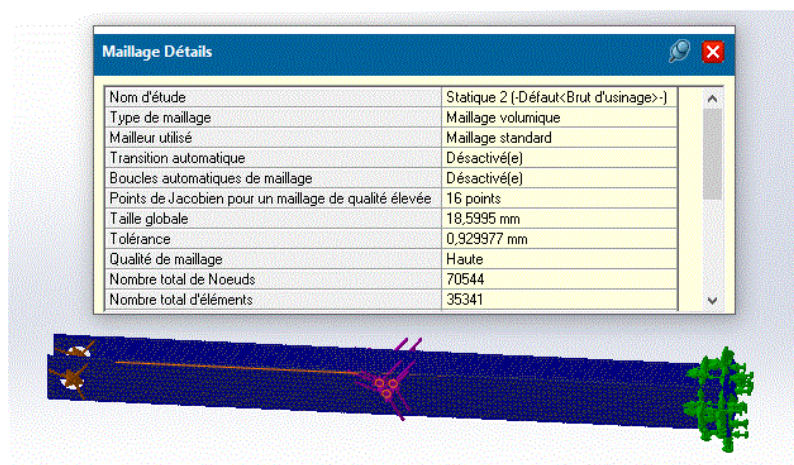


Figure IV.44 : Génération de Maillage volumique du segment 03.

IV.8.5 Visualisation et analyse des résultats

❖ Contrainte de Von Mises

La figure suivante nous montre la distribution des contraintes de type Von Mises en « MPa », sur le segment 02. Sachant que la limite d'élasticité du S275JR est de 275 MPa, nous remarquons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que sur la structure ; pratiquement il y a une prédominance de deux couleur ; le bleu et le vert clair et une zone rouge ; ce qui implique que la sollicitation maximale à laquelle elle sera soumise est de l'ordre de $2,71 \times 10^8$ MPa pour les zones en vert clair les contraintes de Von mises sont de l'ordre de $9,037 \times 10^7$ Mpa ; les zones qui présentent un danger de défaillance sont celles à proximité des trous de fixation de la platine qui atteint $3,012 \times 10^8$ MPa, ce résultat n'est satisfaisant pas par rapport à la limite d'élasticité de notre matériau.

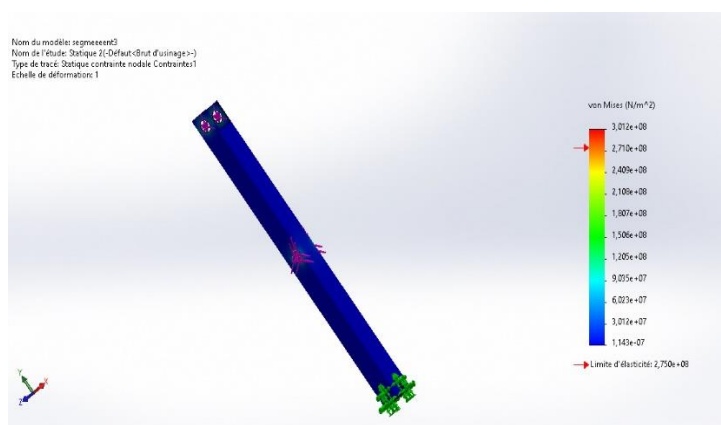


Figure IV.45: Contrainte de Von Mises du segment 03.

❖ Déplacement total

La figure suivante nous indique les déplacements des éléments de notre structure en « mm ». Nous constatons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que le déplacement maximum du segment 02 (Zone indiquée en rouge) est d'ordre d'environ 9.7133×10^{-2} mm, un déplacement important en construction mécanique, et surtout en zone de d'articulation, mais plutôt acceptable en structure métallique ; vue que la longueur du segment 0 3 est de $L = 2500$ mm ; la solution sera d'adopté et d'adopter un profilé supérieur à celui choisi au départ.

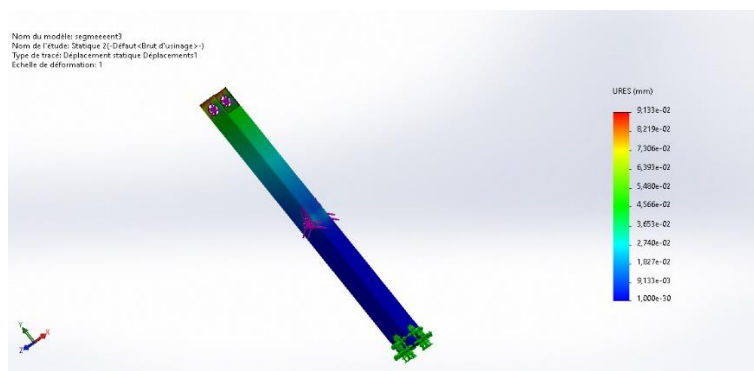


Figure IV.46 : Déplacement total du segment 03.

❖ Déformation équivalente élastique

La figure suivante nous indique les déformations $\varepsilon = (\Delta L/L_0)$ des éléments de notre structure. Nous remarquons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que la déformation maximale du segment 03 (Zone indiquée en rouge) est de l'ordre d'environ $\varepsilon = 9.891 \times 10^{-4}$, c'est une déformation peu faible, nous constatons que la zone la plus déformée est celle à proximité des trous de fixation des vérins 2 et 3 et celle de l'articulation 2.

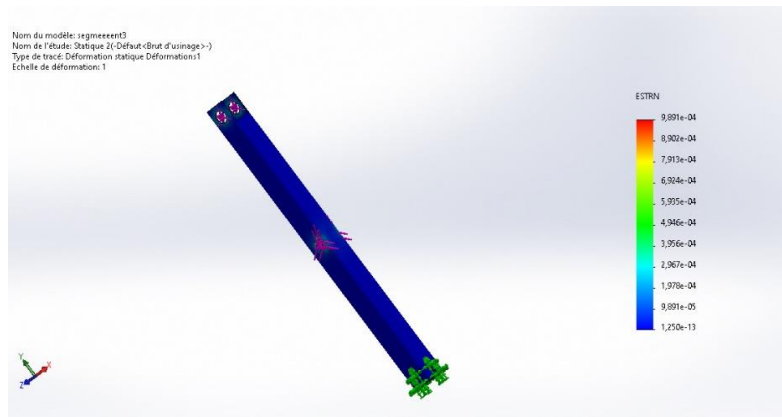
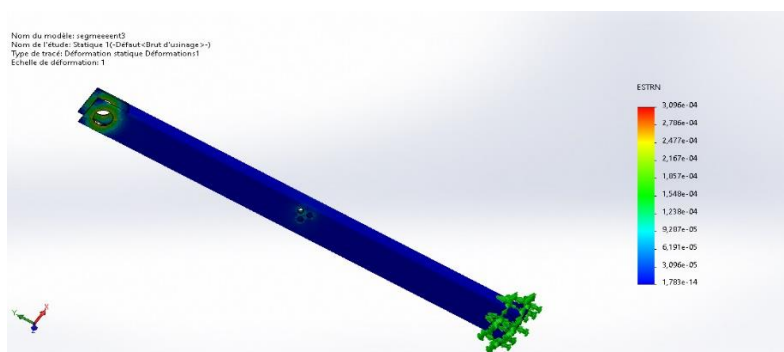
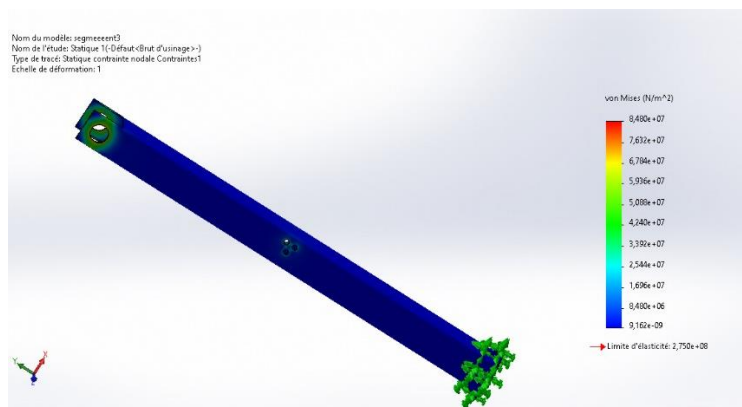


Figure IV.47 : Déformation équivalente élastique du segment 03

❖ **Solution e=14 :**

Nous allons effectuer une nouvelle simulation de plusieurs profils avec les mêmes paramètres de génération de maillage volumique, application des charges et conditions aux limites, afin d'obtenir un résultat plus satisfaisant, en adoptant un nouveau profil pour le segment 3 de dimensionnement 180x180x14, nous constatons un résultat plus satisfaisant au niveau des trous de fixation vérins ainsi le trou d'articulation.



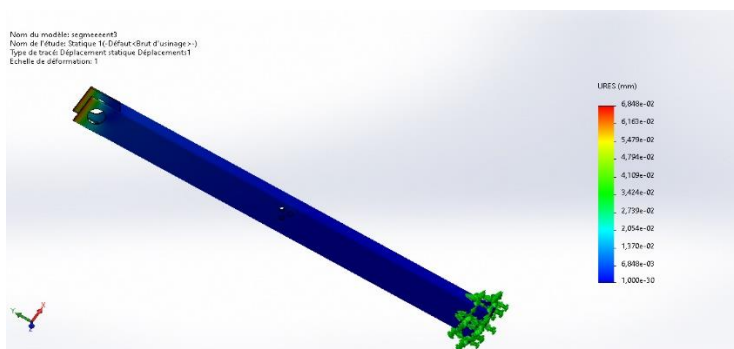


Figure IV.48 : Simulation de la solution adoptée pour segment 03

IV.9 Présentation de la platine

IV.9.1 Application du matériau

Le comportement d'une pièce dépend du matériau appliqué à la pièce. On doit connaître les propriétés élastiques du matériau de la pièce. On attribue un matériau à la pièce en choisissant dans la bibliothèque de matériaux. Dans SOLIDWORKS, les matériaux ont deux types de propriétés : visuelles et physiques on utilise les propriétés physiques des matériaux définis dans la bibliothèque de matériaux SOLIDWORKS. Dans notre cas on utilise un acier de construction (S275JR).

IV.9.2 Condition aux limites

La géométrie fixe est nécessaire pour définir l'environnement de fonctionnement du modèle, cette étape à fixer la structure dans une position convenable afin de lui appliquer les chargements. Dans notre cas, on a appliqué la géométrie fixe comme elle est illustrée sur la figure.

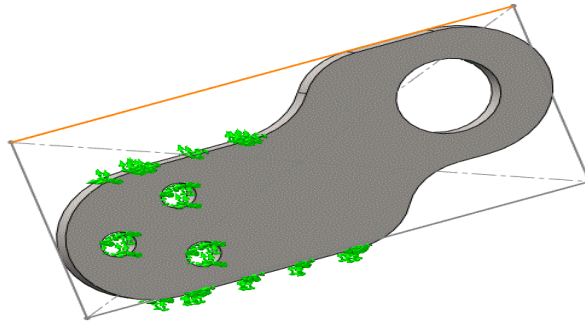


Figure IV.49 :Géométrie fixe de la platine.

IV.9.3 Application de charges

Cette étape consiste à l'application des efforts extérieurs dus à l'environnement dans lequel notre système va travailler. Dans notre cas, on prend une force de 62 484.82 N au niveau du trou de fixation de la tige du vérin.

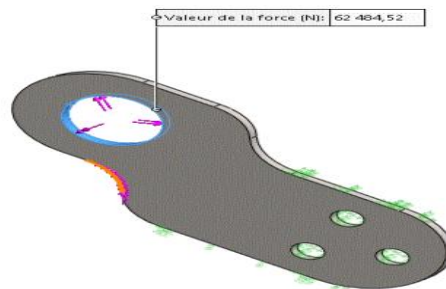


Figure IV.50 : Application des efforts sur la platine.

IV.9.4 Génération de Maillage volumique

Après les déplacements imposés et les chargements, nous allons procéder au maillage volumique de la structure, nous avons abouti aux paramètres suivants :

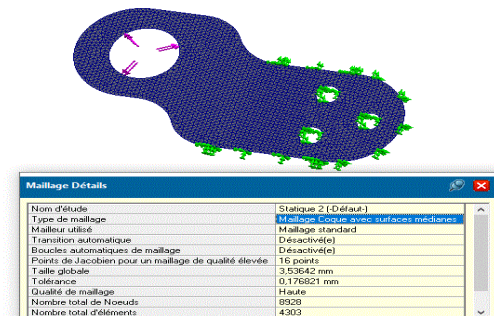


Figure IV.51 : Génération de maillage volumique de la platine.

IV.9.5 Visualisation et analyse des résultats

❖ Contrainte de Von Mises

La figure suivante nous montre la distribution des contraintes de type Von Mises en « MPa », sur la platine. Sachant que la limite d'élasticité du S275 est d'ordre de 275 MPa, nous remarquons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que sur la structure ; pratiquement il y a une prédominance de deux couleur ; le bleu et le vert clair et une zone rouge ; ce qui implique que la sollicitation maximale à laquelle elle sera soumise est de l'ordre de 2.897×10^2 MPa (zone en bleu), pour les zones en vert clair les contraintes de Von mises vont de 3.172×10^7 à 88×10^7 Mpa ; les zones qui présentent un danger de défaillance sont celles qui entourent la tige de fixation des vérins qui atteignent une valeur de $1,057 \times 10^8$ MPa, ce résultat est satisfaisant par rapport à la limite d'élasticité de notre matériau.

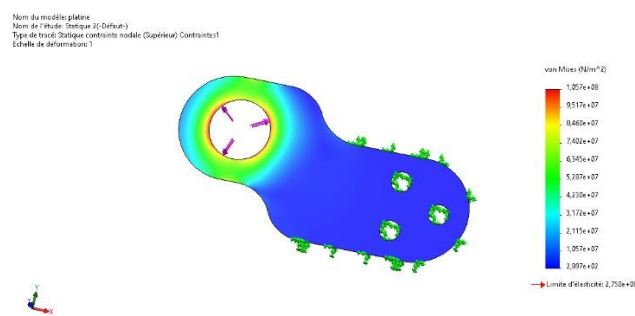


Figure IV.52 : Contrainte de Von Mises de la platine.

❖ Déplacement total

La figure suivante nous indique les déplacements des éléments de notre structure en « mm ». Nous constatons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que le déplacement maximum de la platine (Zone indiquée en rouge) est d'ordre d'environ 2.275×10^{-2} mm un déplacement assez faible comparée à ce que peut subir le S275 en travaillant dans son domaine élastique, donc nous pouvons conclure que c'est un résultat satisfaisant.

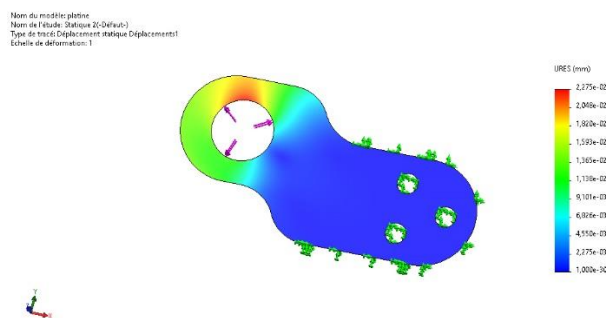


Figure IV.53 : Déplacement total de la platine.

❖ Déformation équivalente élastique

La figure suivante nous indique les déformations $\varepsilon = (\Delta L/L_0)$ des éléments de notre structure. Nous remarquons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que la déformation maximale de la platine (Zone indiquée en rouge) est d'ordre d'environ $\varepsilon = 4.397 \times 10^{-4}$, c'est une déformation assez faible, nous constatons que la zone la plus déformée correspond d'une part, la zone des efforts de torsion causés par la tige de fixation des vérins et de serrage de l'écrou de freinage.

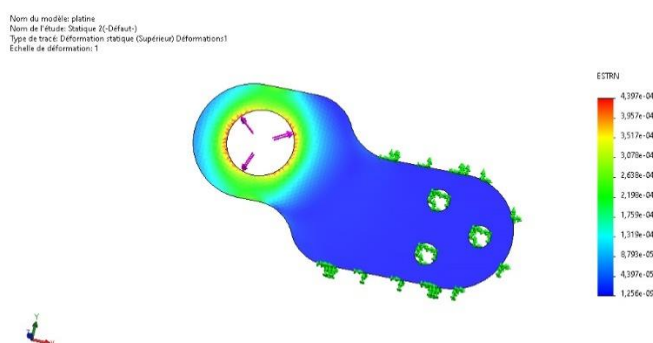


Figure IV.54 : Déformation équivalente élastique de la platine.

IV.10 Présentation de l'axe d'articulation

IV.10.1 Application du matériau

Le comportement d'une pièce dépend du matériau appliqué à la pièce. On doit connaître les propriétés élastiques du matériau de la pièce. On attribue un matériau à la pièce en choisissant dans la bibliothèque de matériaux. Dans SOLIDWORKS, les matériaux ont deux types de propriétés : visuelles et physiques on utilise les propriétés physiques des matériaux définis dans la bibliothèque de matériaux SOLIDWORKS.

On choisira dans la bibliothèque des matériaux ; un acier de construction, le 42CrMo4, d'une limite d'élasticité de $Re = 750 \text{ Mpa}$.

IV.10.2 Condition aux limites

La géométrie fixe est nécessaire pour définir l'environnement de fonctionnement du modèle, cette étape à fixer la structure dans une position convenable afin de lui appliquer les chargements. Dans notre cas on a appliqué la géométrie fixe comme elle est illustrée sur la figure.

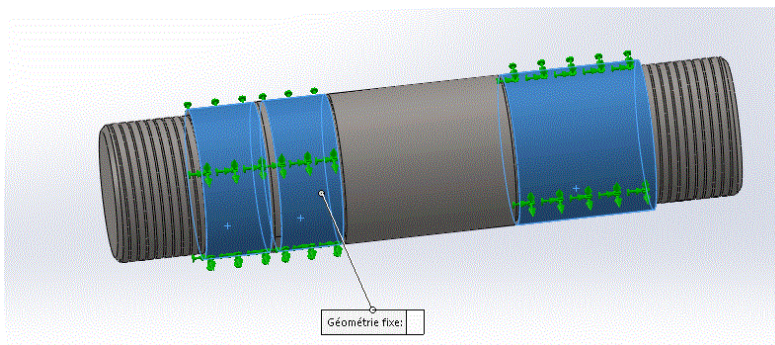


Figure IV.55 : Géométrie fixe d'axe d'articulation.

IV.10.3 Application de charges

L'axe d'articulation N02 est soumis à la flexion et au cisaillement ce qui était indiqué au préalable ; mais dans notre cas d'assemblage la contrainte maximale sera celle au cisaillement ; comme il y a une symétrie dans notre structure ; que ce soit en géométrie ou en effort appliquer ; nous allons donc procéder à l'étude sur une moitié de l'articulation

Pour les efforts, on appliquera un effort F_1 (Voir le chapitre précédent) un déplacement imposé avancé de type déplacement de face plane au niveau de la face de symétrie de l'articulation.

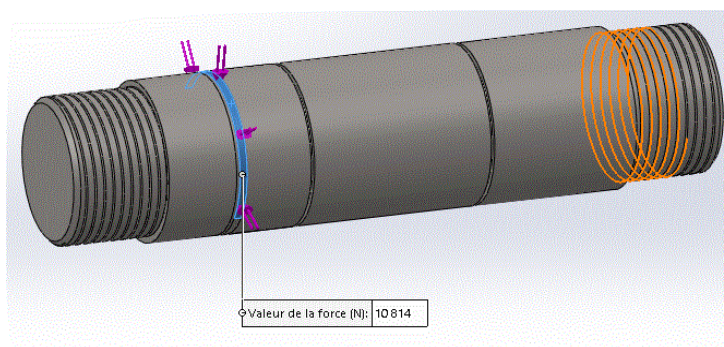


Figure IV.56 : Application des efforts sur l'axe d'articulation

IV.10.4 Génération de Maillage volumique

Après les déplacements imposés et les chargements, nous allons procéder au maillage volumique de la structure, nous avons abouti aux paramètres suivants.



Figure IV.57 : Génération de Maillage volumique d'axe d'articulation.

IV.10.5 Visualisation et analyse des résultats

❖ Contrainte de cisaillement

La figure suivante nous montre la distribution des contraintes de cisaillement $\tau(xz)$ en « MPa » dans le cas le plus défavorable ou l'axe est soumis à la charge la plus importante, sur l'axe d'articulation entre segment 01 /02 et de segment 2/3. Sachant que la limite d'élasticité du 42CrMo4 est de l'ordre de 750 MPa, nous remarquons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que sur la structure ; pratiquement il y a une prédominance de la couleur verte qui sont de l'ordre de $3,403 \times 10^6$ Mpa; les zones qui présentent un danger de défaillance sont celles au niveau de l'application de l'effort de cisaillement qui atteint 1.263×10^7 MPa, ce résultat est satisfaisant par rapport à la limite

d'élasticité de notre matériau, mais aussi par rapport au résultat obtenu en méthode analytique.

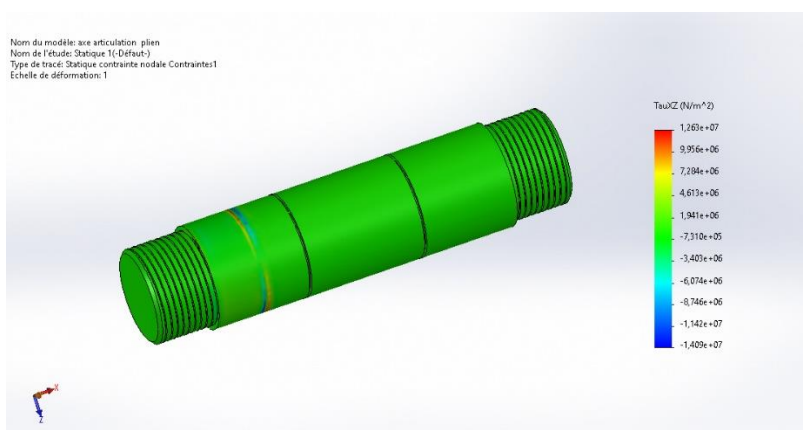


Figure IV.58 : Contrainte de cisaillement d'axe d'articulation.

❖ Déplacement total

La figure suivante nous indique les déplacements des éléments de notre structure en «mm ». Nous remarquons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que le déplacement maximum (Flèche maximale) de l'axe d'articulation (Zone indiquée en rouge) est de $2,77 \times 10^{-3}$ mm un déplacement faible comparé à ce que peut subir le 42CrMo4 en travaillant dans son domaine élastique, donc nous pouvons conclure que c'est un résultat satisfaisant.

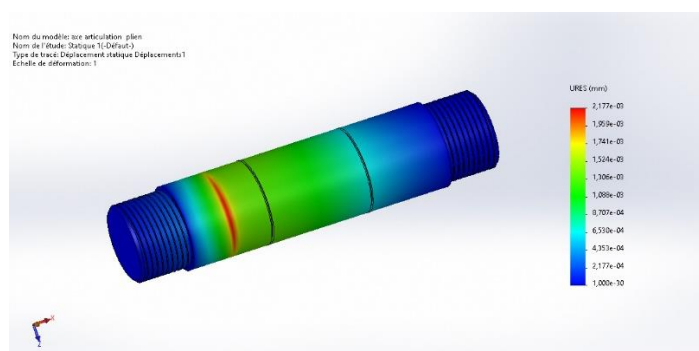


Figure IV.59 : Déplacement total d'axe d'articulation.

❖ Déformation équivalente élastique

L'analyse de la figure nous montre déformations $\varepsilon = (\Delta L/L_0)$ des éléments de notre structure. Nous remarquons (conformément aux couleurs de la barre de légende à droite de la figure) que la déformation maximale de l'axe d'articulation (Zone indiquée en rouge) est de l'ordre d'environ $\varepsilon = 1,751 \times 10^{-5}$, c'est une déformation assez faible, nous constatons que les zones les plus déformées correspondent aux proximités de la gorge du circlips, et correspond au serrage de l'écrou ; on peut donc conclure que le résultat est

satisfaisant.

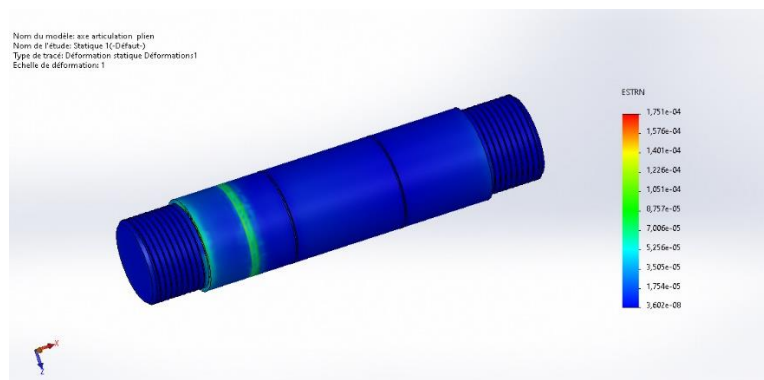


Figure IV.60 : Déformation équivalente élastique d'axe d'articulation.

IV.11 Conclusion

Dans ce chapitre, on a pu concevoir les éléments essentiels du bras manipulateur ainsi que la vérification du dimensionnement.

Nous avons constaté que les états de contraintes et zones de déformations restent dans le domaine admissible permettant la résistance de la structure, et d'assurer un bon fonctionnement et une bonne sécurité.

Chapitre V :
Fabrication assistée par
ordinateur (FAO)

V. Fabrication assistée par ordinateur (FAO)

Dans ce chapitre, on a exposé les étapes nécessaires de la fabrication des pièces sur mesure avec usinage CNC (importation du modèle, génération d'un programme, simulation et réalisation). Et pour cela on a utilisé un logiciel FAO.

V.1 Machine CNC coupe plasma

La machine de découpe de plasma est définie comme étant un processus qui coupe à travers des matériaux conducteurs électriquement à l'aide d'un jet accéléré de plasma chaud. Il est couramment utilisé pour couper l'acier et d'autres métaux, mais peut être utilisé sur une variété de matériaux. Dans ce processus, le gaz (tel que l'air comprimé) est soufflé à grande vitesse hors d'une buse ; en même temps un arc électrique se forme à travers ce gaz de la buse à la surface étant coupé, tournant une partie de ce gaz au plasma. Le plasma est suffisamment chaud pour faire fondre le matériau coupé et se déplace suffisamment vite pour évacuer le métal fondu de la coupe[23].



Figure V.1:Découpeuse Plasma [24].

V.2 Les étapes de fabrication de la pince

Les images suivantes montrent les différentes étapes de fabrication des pièces avec l'usinage CNC afin d'obtenir les pièces finales (la pince).

V.3 Importation du modèle

Dans cette étape nous avons importé le modèle réalisé à l'aide du logiciel CAO sous format STEP qui produit un fichier décrivant la géométrie du produit.

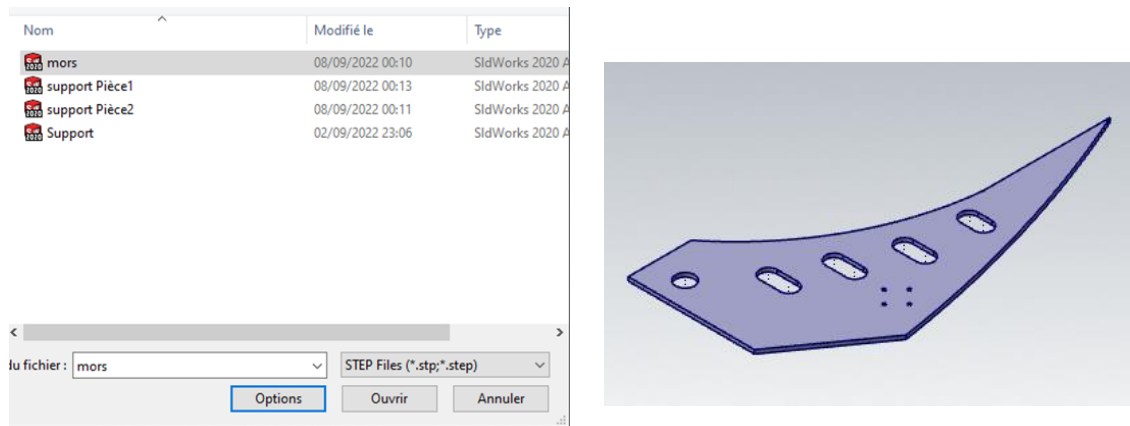


Figure V.2: Importation de la pièce sous format STEP.

V.4 Générer le parcours du faisceau

Dans cette section, nous avons effectué un contournage des différentes opérations de découpage (en sélectionnant les arrêtes des : poches, perçages, contour extérieur) pour chaque pièce puis on a réglé les paramètres (choisir un faisceau qui convient).

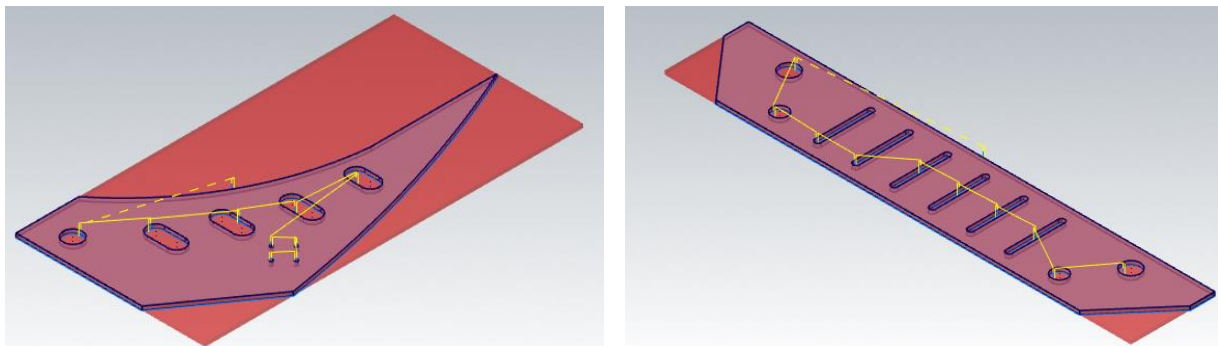


Figure V.3: Génération de parcours d'outil.

V.5 Créer un fichier NESTING

Dans cette étape on va définir la tôle et positionner les pièces à l'aide d'une fonction nommé NESTING. L'objectif de cette étape est d'optimiser la matière (avoir le minimum de chute) et en parallèle optimiser le temps de découpage.

V.5.1 Définir la tôle

Dans cette étape nous avons défini des tôles de 2000 × 1000mm, pour le découpage de nos pièces.

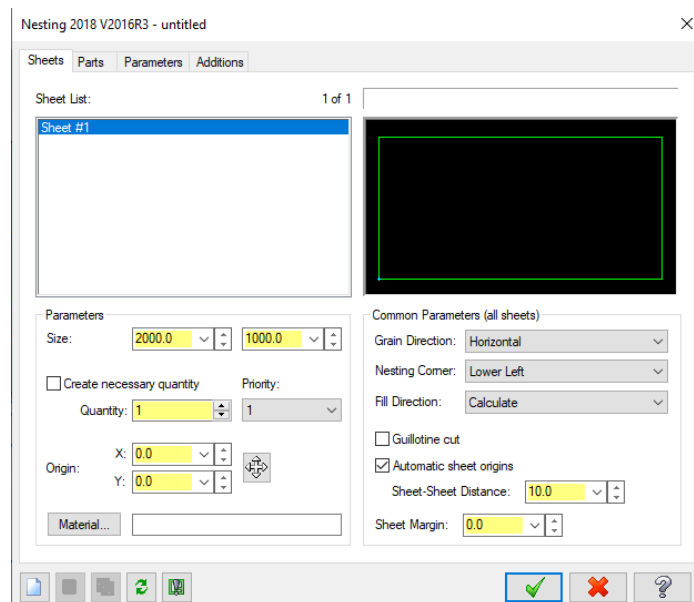


Figure V.4: Définir les tôles.

V.5.2 Positionnement optimale des pièces

Après la définition de la tôle, nous avons positionné les pièces d'une façon optimale afin d'effectuer le découpage, sachant que l'espacement entre les pièces est égal à 25 mm.

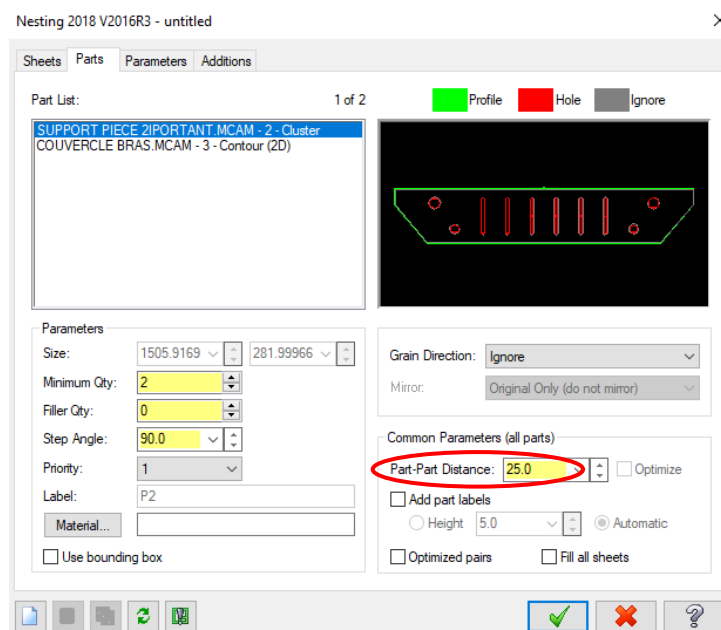


Figure V.5:L'espacement entre une pièce et une autre.

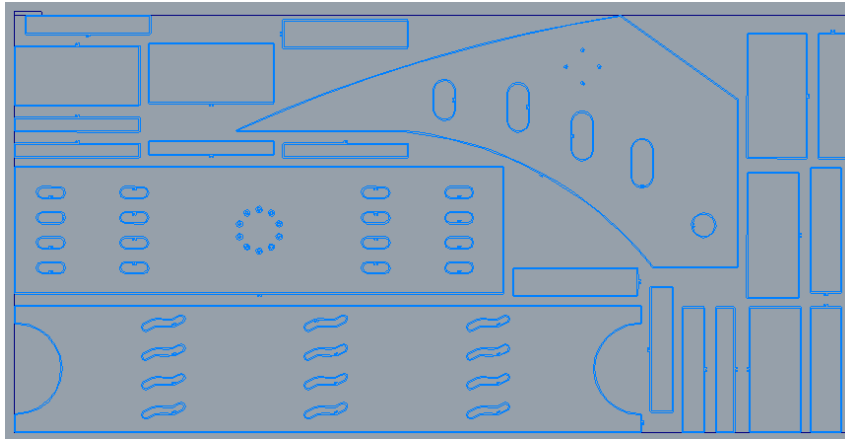


Figure V.6: Positionnement des pièces sur la première tôle.

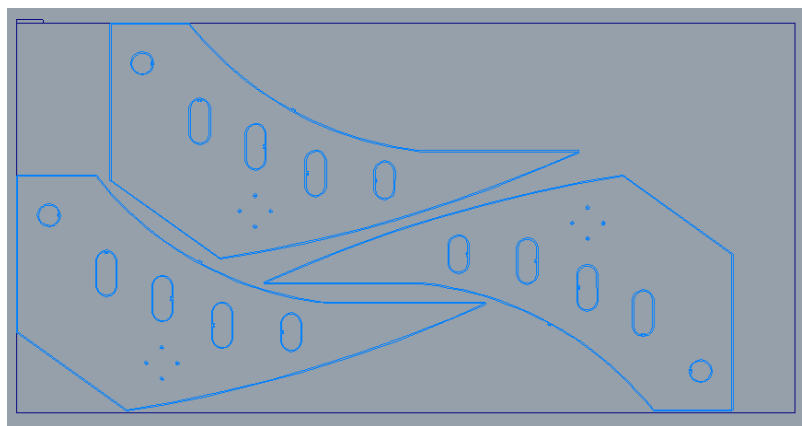


Figure V.7: Positionnement des pièces sur la deuxième tôle.

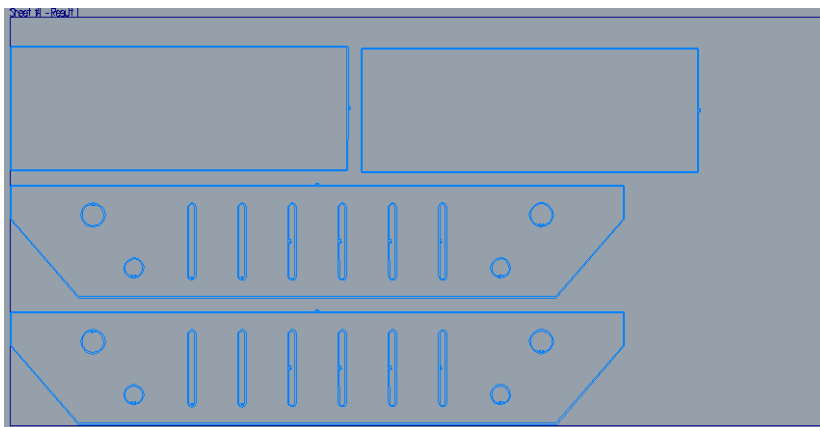


Figure V.8: Positionnement des pièces sur la troisième tôle.

V.6 Simulation des parcours du faisceau

Dans cette étape nous avons simulé les parcours du faisceau afin de visualiser les passes de découpage.

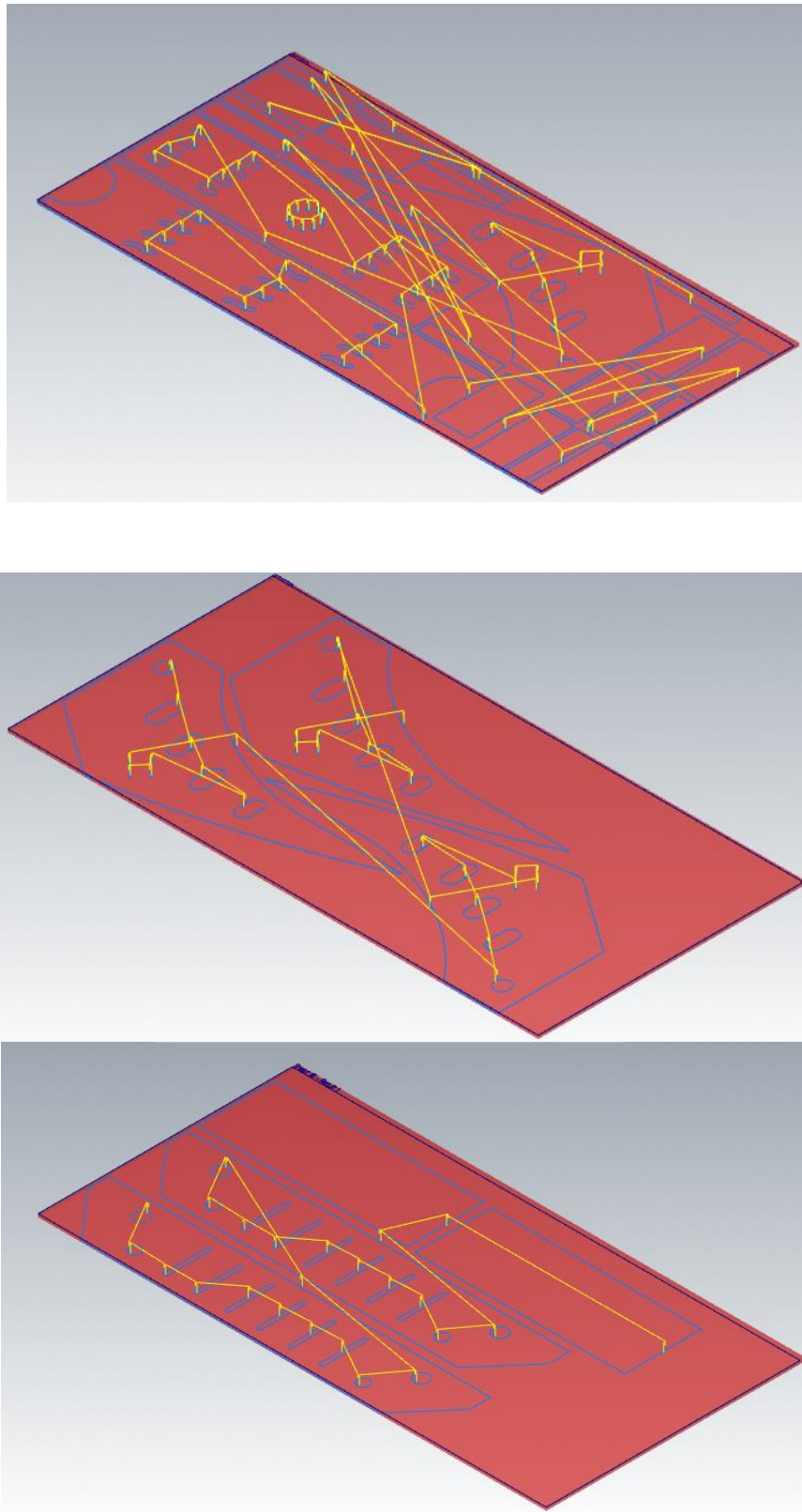


Figure V.9:Simulation des parcours d'outils.

V.7 Enregistrement des programmes G-Code des parcours du faisceau de découpage

Après avoir créé les parcours du faisceau, nous avons enregistré les programmes des parcours du faisceau comme fichiers G-code sous format NC.

```

G T1-S1.NC x
1  §
2  O0000(G T1-S1)
3  (DATE=DD-MM-YY - 17-10-22 TIME=HH:MM - 22:52)
4  (MCX FILE - F:\FINALE\CAPTURE FAO\TOLE 1.MCAM)
5  (NC FILE - F:\FINALE\CAPTURE FAO\G T1-S1.NC)
6  (MATERIAL - ALUMINUM MM - 2024)
7  ( T5 | FLAT END MILL - 3 | H5 )
8  N100 G21
9  N110 G0 G17 G40 G49 G80 G90
10 / N120 G91 G28 Z0.
11 / N130 G28 X0. Y0.
12 / N140 G92 X250. Y250. Z250.
13 ( SHEET #1 - RESULT 1 )
14 ( SHEET #1 - RESULT 1 )
15 N150 T5 M6
16 N160 G0 G90 X1159.307 Y51.876 A0. S35650 M3
17 N170 G43 H5 Z25.
18 N180 Z10.
19 N190 G1 Z-12. F1000.
20 N200 X1159.998 Y48.957 F3151.5
21 N210 G3 X1162.917 Y46.648 I2.919 J.691
22 N220 X1163.609 Y46.729 I0. J3.
23 N230 X1185.807 Y57.867 I-12.418 J52.438
24 N240 X1188.847 Y64.381 I-5.46 J6.514
25 N250 X1180.347 Y72.881 I-8.5 J0.
26 N260 X1174.886 Y70.896 I0. J-8.5
27 N270 G2 X1151.191 Y62.279 I-23.695 J28.271
28 N280 X1142.691 Y63.271 I0. J36.888
29 N290 G3 X1128.545 Y64.923 I-14.146 J-59.736
30 N300 X1089.111 Y50.583 I0. J-61.388

GCODE TOLE2.NC x
1  §
2  O0000(GCODE TOLE2)
3  (DATE=DD-MM-YY - 12-09-22 TIME=HH:MM - 19:35)
4  (MCX FILE - F:\AMEL\TOLE2.MCAM)
5  (NC FILE - F:\AMEL\PLASMA\GCODE TOLES\GCODE TOLE2.NC)
6  (MATERIAL - ALUMINUM MM - 2024)
7  ( T5 | FLAT END MILL - 4 | H5 )
8  N100 G21
9  N110 G0 G17 G40 G49 G80 G90
10 / N120 G91 G28 Z0.
11 / N130 G28 X0. Y0.
12 / N140 G92 X250. Y250. Z250.
13 ( SHEET #1 - RESULT 1 )
14 ( SHEET #1 - RESULT 1 )
15 N150 T5 M6
16 N160 G0 G90 X105.5 Y504.002 A0. S26578 M3
17 N170 G43 H5 Z25.
18 N180 Z10.
19 N190 G1 Z-12. F1000.
20 N200 X108.5 F3540.2
21 N210 G3 X111.5 Y507.002 I0. J3.
22 N220 X83. Y535.502 I-28.5 J0.
23 N230 X54.5 Y507.002 I0. J-28.5
24 N240 X83. Y478.502 I28.5 J0.
25 N250 X111.5 Y507.002 I0. J28.5
26 N260 X108.5 Y510.002 I-3. J0.
27 N270 G1 X105.5
28 N280 G0 Z25.
29 N290 X233.761 Y410.512
30 N300 Z10.

```



```

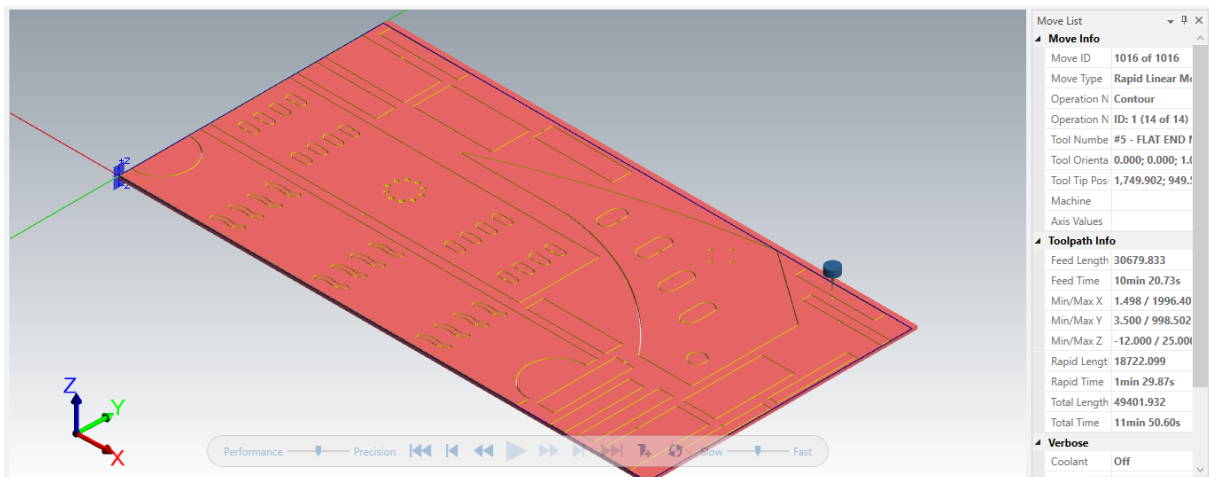
GT3-S1.NC x
1
2 O0000(GT3-S1)
3 (DATE=DD-MM-YY - 17-10-22 TIME=HH:MM - 23:02)
4 (MCX FILE - F:\FINALE\CAPTURE FAO\TOL3.MCAM)
5 (NC FILE - F:\FINALE\CAPTURE FAO\GT3-S1.NC)
6 (MATERIAL - ALUMINUM MM - 2024)
7 ( T5 | FLAT END MILL - 4 | H5 )
8 N100 G21
9 N110 G0 G17 G40 G49 G80 G90
10 / N120 G91 G28 Z0.
11 / N130 G28 X0. Y0.
12 / N140 G92 X250. Y250. Z250.
13 ( SHEET #1 - RESULT 1 )
14 ( SHEET #1 - RESULT 1 )
15 N150 T5 M6
16 N160 G0 G90 X205.919 Y228.5 A0. S35650 M3
17 N170 G43 H5 Z25.
18 N180 Z10.
19 N190 G1 Z-12. F1000.
20 N200 Y231.5 F3151.5
21 N210 G3 X202.919 Y234.5 I-3. J0.
22 N220 X174.419 Y206. I0. J-28.5
23 N230 X202.919 Y177.5 I28.5 J0.
24 N240 X231.419 Y206. I0. J28.5
25 N250 X202.919 Y234.5 I-28.5 J0.
26 N260 X199.919 Y231.5 I0. J-3.
27 N270 G1 Y228.5
28 N280 G0 Z13.
29 N290 Z25.
30 N300 X299.919 Y58.5

```

Figure V.10: Captures des programmes enregistrés.

V.8 La pièce Finale

Finalement, nous avons obtenu les pièces suivantes :



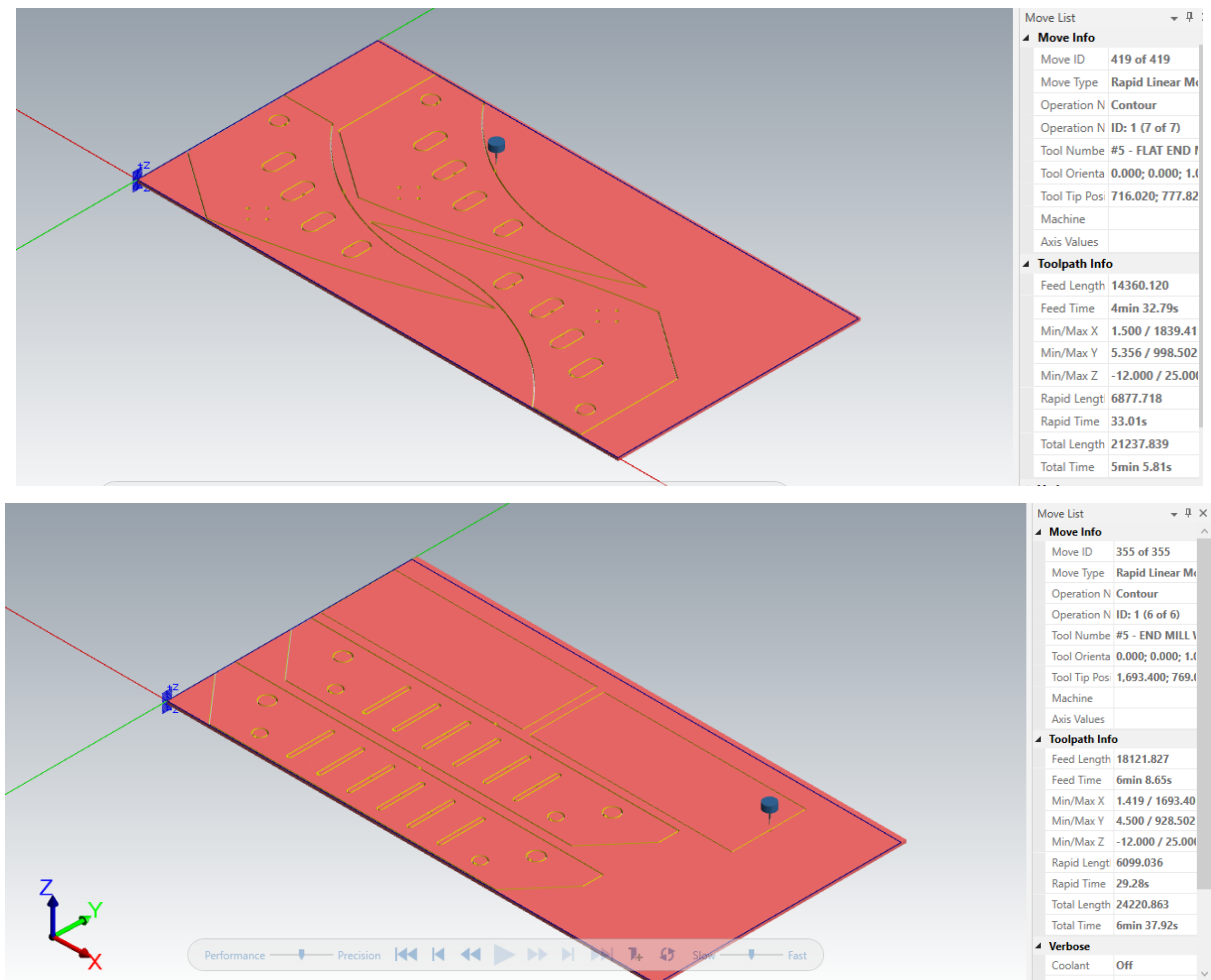


Figure V.11: Pièces obtenues.

V.9 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons effectué la mise en œuvre de la démarche du découpage numérique, cette démarche utilise un logiciel FAO. Le résultat de cette étape est un programme souvent en G-code, qui sera transféré par la suite à l'automate de la machine.

Conclusion générale

Conclusion générale

Le travail présenté dans ce mémoire de Master s'est porté sur l'étude de conception et fabrication assistée par ordinateur d'un manipulateur industriel, qui permettra de saisir et de manipuler avec fluidité, une bobine de papier destiné au façonnage des emballages en particulier, comme peut être utilisés dans divers domaines de l'industrie, durant lequel nous avons approfondi nos connaissances dans le domaine des bras manipulateurs, un domaine peu connu au niveau local.

Entre autres ; nous avons étudié et conçu ; un bras manipulateur d'un rayon de balayage de 02 mètres et une capacité de charge à soulever de 40 000 N.

Nous avons présenté dans le premier chapitre les différents types de manipulateurs et leurs différentes caractéristiques, le manipulateur des bobines de papier est l'objet de notre étude, ainsi que les caractéristiques mécaniques utilisées, ceci sera pris en compte pour la conception et la fabrication assisté par ordinateur du bras manipulateur.

En deuxième chapitre, nous avons présenté les différentes démarches à suivre lors de la modélisation géométrique (conception) à l'aide des logiciels CAO, et notamment, le processus à suivre lors de la fabrication assistée par ordinateur en utilisant les logiciels FAO.

Dans la troisième partie, où elle s'est portée sur le calcul et le dimensionnement des pièces, a imposition des longueurs des segments ; étude statique et de Résistance Des Matériaux qui revient au choix du matériau adéquat afin d'avoir une structure légère et résistante, ainsi que le choix des différents éléments mécanique en tenant compte des normes existantes.

Dans le quatrième chapitre, la conception et la modélisation en 3D des organes du bras manipulateur en utilisant un logiciel de conception assisté par ordinateur (CAO) SolidWorks 2020, nous avons analysé les résultats de la simulation dont on a vérifié en comparaison avec les résultats obtenue dans le chapitre précédant. La présente étude a été validée seulement en statique, néanmoins, la simulation numérique réalisée nous a permis de vérifier les dimensions choisies pour notre bras et à nous donner une vision complète sur la répartition des contraintes et état de déformation.

Finalement, nous avons mis en œuvre étapes nécessaires de la fabrication de l'organe terminal (pince) avec usinage CNC (importation du modèle, génération d'un programme,

simulation et réalisation). Et pour cela, on a utilisé un logiciel FAO. Le résultat de cette étape est un programme en G-code, qui sera transféré par la suite à l'automate de la machine de découpe de plasma.

Comme perspectives, nous proposons de finir notre étude avec :

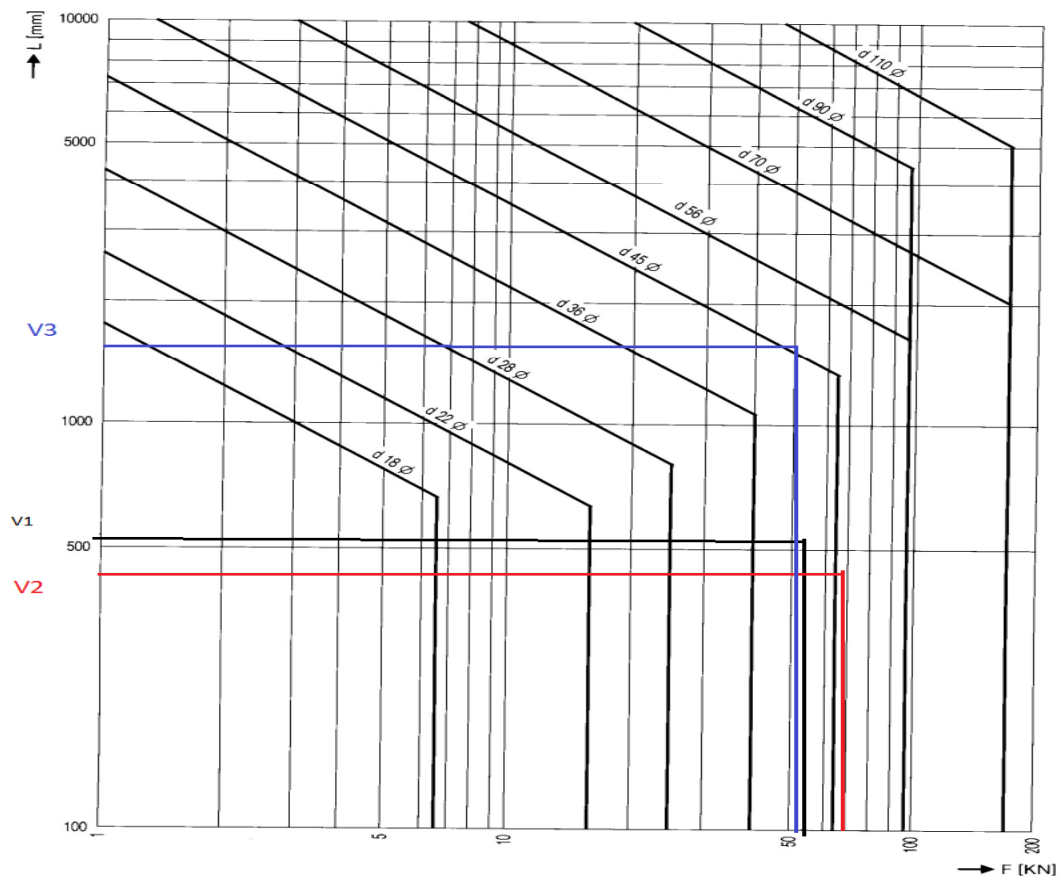
- L'étude vibratoire.
- Conception d'un système de déplacement.
- Réduire la masse totale du système.
- Réalisation du manipulateur industriel.

Annexes

Annexe 01

Coefficient de sécurité (s)	Conditions générales de calculs (sauf réglementation particulière)
1,5 à 2	Cas exceptionnels de grande légèreté. Hypothèses de charges surévaluées.
2 à 3	Construction où l'on recherche la légèreté (aviation). Hypothèses de calcul la plus défavorable (charpente avec vent ou neige, engrenages avec une seule dent en prise...).
3 à 4	Bonne construction, calculs soignés, haubans fixes.
4 à 5	Construction courante (légers efforts dynamiques non pris en compte, Treuils.)
5 à 8	Calculs sommaires, efforts difficiles à évaluer (cas de chocs, mouvements alternatifs, appareils de levage, manutention).
8 à 10	Matériaux non homogènes. Chocs, élingues de levage.
10 à 15	Chocs très importants, très mal connus (presses). Ascenseurs.

Annexe 02

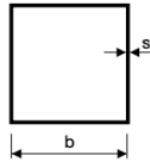


Annexe 03

Ø Bore Ø Alésage Ø Kolben	Piston Surface (cm ²) Section (cm ²) Kolbenfläche (cm ²)	Pressure / Pression / Druck (bar)					
		90	120	140	160	180	200
		Pushing force / Force poussée / Schubkraft (daN)					
25	4,91	441	588	686	784	882	980
32	8,04	723	965	1 126	1 286	1 447	1 608
40	12,57	1 130	1 507	1 758	2 010	2 261	2 512
50	19,63	1 767	2 356	2 748	3 141	3 533	3 926
63	31,17	2 805	3 740	4 364	4 987	5 611	6 234
80	50,27	4 523	6 031	7 036	8 042	9 047	10 052
100	78,54	7 069	9 425	10 996	12 566	14 137	15 708
125	122,72	11 044	14 726	17 180	19 634	22 089	24 543

Annexe 04

Tableau des profils carrés à chaud EN 10210



Dimensions Extérieures b mm	Epaisseur s mm	Masse linéique Kg/m	Surface de la section métallique A cm²	Moment d'inertie de flexion I cm⁴	Rayon de giration i cm	Module d'inertie de flexion W cm³	Moment d'inertie de torsion J cm⁴	Constante de torsion C cm³
150	4,0	17,90	22,87	803,20	5,93	107,10	1268,00	161,60
	5,0	22,60	28,70	1002,00	5,90	134,00	1550,00	197,00
	6,3	28,10	35,80	1220,00	5,85	163,00	1910,00	240,00
	8,0	35,10	44,80	1490,00	5,77	199,00	2350,00	291,00
	10,0	43,10	54,90	1770,00	5,68	236,00	2830,00	344,00
	11,0	47,00	59,90	1900,00	5,64	254,00	3060,00	368,00
	12,5	52,70	67,10	2080,00	5,57	277,00	3370,00	402,00
	16,0	65,20	83,00	2430,00	5,41	324,00	4030,00	467,00
180	5,0	26,90	34,23	1726,00	7,10	191,80	2731,00	289,70
	6,3	34,00	43,30	2170,00	7,07	241,00	3360,00	355,00
	7,1	38,10	48,60	2400,00	7,04	267,00	3740,00	393,00
	8,0	42,70	54,40	2660,00	7,00	296,00	4160,00	434,00
	10,0	52,50	66,90	3190,00	6,91	355,00	5050,00	518,00
	12,5	64,40	82,10	3790,00	6,80	421,00	6070,00	613,00
	14,2	72,20	92,00	4150,00	6,72	462,00	6710,00	670,00
	16,0	80,20	102,00	4500,00	6,64	500,00	7340,00	724,00
400	8,0	97,90	125,00	31860,00	16,00	1590,00	48690,00	2360,00
	10,0	122,00	155,00	39130,00	15,90	1960,00	60090,00	2900,00
	12,5	151,00	192,00	47840,00	15,80	2390,00	73910,00	3530,00
	14,2	170,00	217,00	53530,00	15,70	2680,00	83030,00	3940,00
	16,0	191,00	243,00	59340,00	15,60	2970,00	92440,00	4362,00
	20,0	235,00	300,00	71535,00	15,40	3577,00	112489,00	5237,00

Annexe 05

ECROUS A ENCOCHES RONDELLES FREIN.doc <http://joho.monsite.orange.fr/>

MANCHONS CONIQUES DE SERRAGE Type HMB					RONDELLES-FREIN - ÉCROUS À ENCOCHES										ÉCROUS AUTO FREINÉS "NYLSTOP"®													
d	d ₁	L pour séries			N°	d x pas	D	B	S	d ₁	E	G	N°	d x pas	D	B	S	d ₁	E	G	Série normale RN				Série renforcée RF			
		02	22-03	23																	d x pas	B	D	S	d x pas	B	D	S
20	17	24	28	31	0	M 10 x 0,75	18	4	3	8,5	3	1	17	M 8 x 2	110	16	8	81,5	10	1,75	M 10 x 0,75	7	18	4				
25	20	26	29	35	1	12 x 1	22	4	3	10,5	3	1	18	90 x 2	120	16	10	86,5	10	1,75	12 x 1	7,5	21	4				
30	25	27	31	38	2	15 x 1	25	5	4	13,5	4	1	19	95 x 2	125	17	10	91,5	10	1,75	15 x 1	7,5	25	4				
35	30	29	35	43	3	17 x 1	28	5	4	15,5	4	1	20	100 x 2	130	18	10	96,5	12	1,75	17 x 1	8,3	28	4				
40	35	31	36	46	4	20 x 1	32	6	4	18,5	4	1	21	105 x 2	140	18	12	100,5	12	1,75	20 x 1	8,3	32	4				
45	40	33	39	50	5	25 x 1,5	38	7	5	23	5	1,25	22	110 x 2	145	19	12	105,5	12	1,75	25 x 1,5	10	38	5	M 25 x 1,5	14,5	38	5
50	45	35	42	55	6	30 x 1,5	45	7	5	27,5	5	1,25	23	115 x 2	150	19	12	110,5	12	2	30 x 1,5	11	44	5	30 x 1,5	16	44	5
55	50	37	45	59	7	35 x 1,5	52	8	5	32,5	6	1,25	24	120 x 2	155	20	12	115	14	2	35 x 1,5	11	50	6	35 x 1,5	16	50	6
60	55	38	47	62	8	40 x 1,5	58	9	6	37,5	6	1,25	25	125 x 2	160	21	12	120	14	2	40 x 1,5	11	56	6	40 x 1,5	16	56	6
65	60	40	50	65	9	45 x 1,5	65	10	6	42,5	6	1,25	26	130 x 2	165	21	12	125	14	2	45 x 1,5	11,7	62	6	45 x 1,5	17,3	62	6
70	60	41	52	68	10	50 x 1,5	70	11	6	47,5	6	1,25	27	135 x 2	175	22	14	130	14	2	50 x 1,5	11,7	68	6	50 x 1,5	17,3	68	6
75	65	43	55	73	11	55 x 2	75	11	7	52,5	8	1,25	28	140 x 2	180	22	14	135	16	2	55 x 2	13,8	74	7	55 x 2	20	74	7
80	70	46	59	78	12	60 x 2	80	11	7	57,5	8	1,5	29	145 x 2	190	24	14	140	16	2	60 x 2	13,8	81	7	60 x 2	20	81	7
85	75	50	63	82	13	65 x 2	85	12	7	62,5	8	1,5	30	150 x 2	195	24	14	145	16	2	65 x 2	14,6	87	7	65 x 2	21,3	87	7
90	80	52	65	86	14	70 x 2	92	12	8	66,5	8	1,5	32	160 x 3	210	25	16	154	18	2,5	70 x 2	14,6	92	8	70 x 2	21,3	92	8
95	85	55	68	90	15	75 x 2	98	13	8	71,5	8	1,5	34	170 x 3	220	26	16	164	18	2,5	75 x 2	15,5	100	8				
100	90	58	71	97	16	80 x 2	105	15	8	76,5	10	1,75	36	180 x 3	230	27	18	174	20	2,5	80 x 2	15,5	105	8				
105	95	60	74	101																	85 x 2	16,2	110	8				
110	100	63	77	105																	90 x 2	16,2	116	10				
120	110	72	88	112																	95 x 2	18	122	10				
130	115	80	92	121																	100 x 2	18	128	10				

Exemple de désignation dimensionnelle d'un manchon de serrage d'alesage d₁ = 65, monté dans un roulement d'alesage d = 75 de série de dimensions 02 et ayant une longueur L = 43 :
Manchon conique 65 - 75 HMB 43 (NF E 22-310).

Annexe 06

Vis à tête hexagonale "H" partiellement filetées

Grades A et B : ISO 4014 (NF EN 24014)
 Grade C : ISO 4016 (NF EN 24016)
 Pas fin, grades A et B - NF EN 28765 - ISO 8765

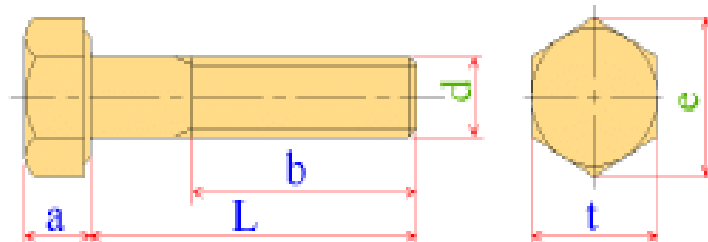


Figure 1

Matériaux : acier.

Tolérance du filetage : 8g.

Sans finition particulière.

Principales classes de qualité (3-d<39 mm) : 306, 4.6 et 4.8 pour les aciers au carbone.

Exemple de désignation : vis à tête hexagonale ISO 4016 - M12 x 80 -4.6 (pour une vis à tête hexagonale partiellement filetée de filetage M12, de longueur nominale L=80 mm et de classe de qualité 4.6).

Vis à tête hexagonale partiellement filetées - grade C - NF EN 24016						
Tableau 2						
Filetage (d) mm	Pas mm	a mm	t mm	e mm	b mm	L en mm
M5	0,8	3,5	8	8,6	16	25-30-35-40-45-50
M6	1	4	10	10,9	18	30-35-40-45-50-55-60
M8	1,25	5,3	13	14,2	22	40-45-50-55-60-65-70-80
M10	1,5	6,4	16	17,6	26	45-50-55-60-65-70-80-90-100
M12	1,75	7,5	18	19,9	30	50-55-60-65-70-80-90-100-110-120
M14*	2	8,8	21	22,8	34	60-65-70-80-90-100-110-120-130-140
M16	2	10	24	26,2	38 44	65-70-80-90-100-110-120 130-140-150-160
M18*	2,5	11, 5	27	29,6	42 48	80-90-100-110-120 130-140-150-160-180
M20	2,5	12, 5	30	32,9	46 52	80-90-100-110-120 130-140-150-160-180-200
M22*	2,5	14	34	37,3	50 56 69	90-100-110-120 130-140-150-160-180-200 220
M24	3	15	36	39,6	54 60 73	100-110-120 130-140-150-160-180-200 220-240
M27*	3	17	41	45,2	60 66 79	110-120 130-140-150-160-180-200 220-240-260
M30	3,5	18, 7	46	50,8	66 72 85	120 130-140-150-160-180-200 220-240-260-280-300
M33*	3,5	21	50	55,4	78 91	130-140-150-160-180-200 220-240-260-280-300-320

Annexe 07

Diamètre	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M10	M12	M14	M16	M18
Pas	0,5	0,7	0,8	1	1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5
Hauteur	2,4	3,2	4	5	5,5	6,5	8	10	11	13	15
Clé	5,5	7	8	10	11	13	17	19	22	24	22

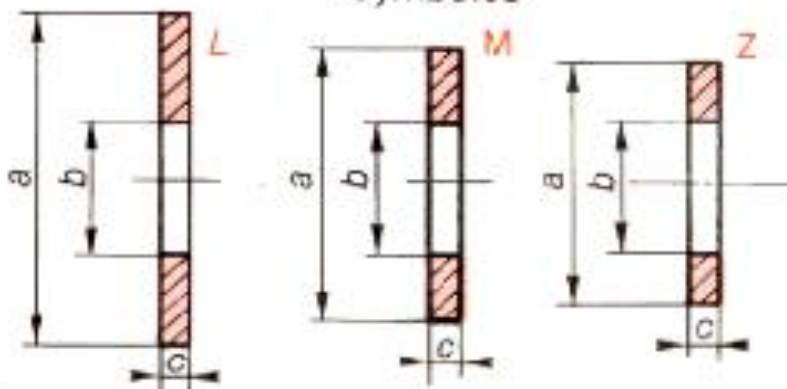
Diamètre	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36	M39	M42	M45	M48
Pas	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4	4,5	4,5	5
Hauteur	16	18	19	22	24	26	29	31	34	36	38
Clé	30	32	36	41	46	50	55	60	65	70	75

Diamètre	M52	M56	M60	M64	M68	M72X6	M76X6	M80X6	M90X6	M100X6	M110X6
Pas	5	5,5	5,5	6	6	6	6	6	6	6	6
Hauteur	42	45	48	51	54	58	61	64	72	80	88
Clé	80	85	90	95	100	105	110	115	130	145	155

Annexe 08


d	a				b		c
	Série				Finition		
	Z	M	L	LL	U	N	
3	6	8	12	14	3,25	3,5	0,8
4	8	10	14	16	4,25	4,5	
5	10	12	16	20	5,25	5,5	1
6	12	14	18	24	6,25	7	1,2
8	16	18	22	30	8,25	9	1,5
10	20	22	27	36	10,25	11	2
12	24	27	32	40	12,50	14	2,5
14	27	30	36	45	14,50	16	
16	30	32	40	50	16,50	18	3
18	32	36	45	55	19	20	
20	36	40	50	60	21	22	
22	40	45	55	65	23	24	
24	45	50	60	70	25	27	4
27	48	55	65	75	28	30	
30	52	60	70	80	31	33	

Symboles

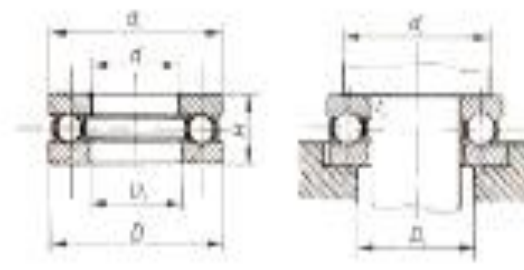


Annexe 09

Moteurs pour applications Motion Control

	Servomoteurs asynchrones	Servomoteurs synchrones à excitation permanente	Serveurédacteurs
			
Types de moteurs	1PH7, 1PH4, 1FL6, 1PM4, 1PM6	1FK7, 1FT6, 1FT7, 1FS6	1FK7, 1FT6, 1FT7
Modes de refroidissement	Ventilation forcée, ventilation par extraction, refroidissement par eau	Refroidissement naturel, ventilation forcée, refroidissement par eau	Refroidissement naturel, ventilation forcée, refroidissement par eau
Hauteur d'axe	100 ... 280	20 ... 160	28 ... 132 pour les moteurs avec réducteur planétaire
Degré de protection	IP23, IP55, IP65	IP64 à IP68	IP65
Tension nominale	400 ... 480 V, 690 V	230 V, 400 ... 480 V	400 ... 480 V
Vitesse de rotation nominale tr / min	400 ... 2900/4000	jusqu'à 6000	14 ... 825
Puissance	3,7 ... 630 kW	0,05 ... 118 kW	0,3 ... 57 kW
Couple / force	2,2 ... 3600 Nm	0,18 ... 700 Nm	3,5 ... 2500 Nm
Codeurs	Résolveur, codeur incrémental (sin/cos, 1 V _{CC}), codeur absolu EnDat, générateur d'impulsions HTL	Résolveur, codeur incrémental (sin/cos, 1 V _{CC}), codeur absolu EnDat	Résolveur, codeur incrémental (sin/cos, 1 V _{CC}), codeur absolu EnDat
Interface DRIVE-CLIQ	Oui	Oui	Oui
Frein de maintien optionnel	Oui	Oui	Oui
Exemple d'application	Forme dynamique et compacte, par exemple machines d'impolmène, extrudeuses, entraînements de broches dans des machines-outils	Applications avec des exigences élevées à très élevées en matière de dynamique et de précision, par exemple systèmes robotisés et de maintenance, traitement du bois, du verre, de la céramique et de la pierre, machines pour emballage, plastiques et textiles et machines-outils	Tâches de positionnement et entraînements auxiliaires de qualité servo (machines de production, transstockeurs, installations de remplissage, convoyeurs, systèmes robotisés et de maintenance, axes auxiliaires)
Catalogue	PM21, NC60, NC61	PM21, NC60, NC61	PM21, NC60, NC61

Annexe 10

Charge équivalente dynamique: $P = F_v$													
Charge équivalente statique: $P_s = F_s$													
Désignation normalisée: d TA Série													
Ex: 25 TA 12													
Fig. K.11 — type TA													
Dimensions en mm			Série	Charge de base en N		Vitesse limite en tours/min		Cotes de montage en mm					
d	D	H		Dyn C	Stat. C ₀	Grasse	huile	a	D ₁	r	d ₁ min	D ₁ max	r ₁ max
10	26	9	11	4 750	8 500	7 000	9 500	21	11	0,5	19	15	0,3
	26	11	12	4 150	10 500	6 000	8 000	26	12	1	20	12	0,5
12	28	9	11	6 950	10 000	7 000	9 500	26	13	0,5	21	17	0,3
	28	11	12	6 350	12 000	6 000	7 500	28	14	1	22	18	0,5
15	36	9	11	7 200	11 200	6 300	8 500	26	16	0,5	23	20	0,3
	32	12	12	10 700	16 000	6 300	7 000	32	17	1	25	22	0,5
17	30	9	11	7 500	12 300	6 300	8 500	30	18	0,5	25	22	0,3
	36	12	12	10 500	17 800	5 300	7 000	36	19	1	26	24	0,5
20	36	10	11	9 200	16 600	6 000	7 500	38	21	0,5	29	26	0,3
	40	14	12	15 300	25 000	4 300	5 600	40	22	1	32	28	0,5
25	42	11	11	12 200	22 300	4 800	6 300	42	25	1	36	32	0,5
	47	15	12	19 300	34 000	3 000	5 000	47	27	1	38	34	0,5
30	47	11	11	12 900	29 500	4 500	6 000	47	32	1	40	37	0,5
	52	16	12	19 800	37 500	3 600	4 600	52	32	1	43	39	0,5
35	52	12	11	13 400	30 000	4 300	5 600	50	37	1	45	42	0,5
	62	18	12	27 000	53 000	3 200	4 300	62	37	1,5	51	48	1
40	60	13	11	18 000	40 000	3 000	4 000	64	42	1	52	48	0,5
	66	18	12	30 700	64 000	2 800	3 800	68	42	1,5	57	51	1
45	66	14	11	18 600	45 000	3 000	4 000	65	47	1	57	53	0,5
	72	20	12	31 500	66 000	2 600	3 600	72	47	1,5	62	56	1
50	70	14	11	19 000	50 000	3 400	4 500	70	52	1	62	58	0,5
	76	22	12	39 000	81 500	2 400	3 400	78	50	1,5	67	61	1
55	75	16	11	23 000	60 000	3 000	4 000	75	57	1	69	64	0,5
	80	25	12	49 000	110 000	2 000	3 000	84	57	1,5	72	69	1
60	85	17	11	27 500	71 000	2 600	3 600	85	62	1,5	75	70	1
	94	26	12	59 000	115 000	1 900	3 000	95	62	1,5	81	74	1
65	90	18	11	28 500	75 000	2 400	3 200	84	67	1,5	80	75	1
	100	27	12	61 000	129 000	1 600	2 600	102	67	1,5	89	79	1
70	95	18	11	32 900	86 000	2 400	3 200	84	72	1,5	85	80	1
	105	27	12	69 000	127 000	1 600	2 600	105	72	1,5	94	84	1
75	100	19	11	34 000	95 000	2 200	3 000	102	77	1,5	90	85	1
	110	27	12	62 000	134 000	1 700	2 400	112	77	1,5	96	89	1
80	105	19	11	34 000	102 000	2 000	3 000	105	80	1,5	95	90	1
	115	28	12	67 000	153 000	1 700	2 400	115	80	1,5	101	94	1
85	110	19	11	34 000	100 000	2 000	3 000	112	87	1,5	100	95	1
	125	31	12	72 000	190 000	1 600	2 200	125	88	1,5	109	101	1
90	120	22	11	39 000	120 000	1800	2 600	120	92	1,5	103	100	1
	135	35	12	91 500	240 000	1 500	2 000	135	93	2	117	108	1
100	125	25	11	57 000	173 000	1 700	2 400	135	102	1,5	121	114	1
	150	38	12	102 000	282 000	1 300	1 800	150	103	2	130	120	1

Annexe 11

15.25 Principaux ajustements				Arbres ¹	H 6	H 7	H 8	H 9	H 11
Pièces mobiles l'une par rapport à l'autre	Pièces dont le fonctionnement nécessite un grand jeu (dilatation, mauvais alignement, portées très longues, etc.).			c				9	11
				d				9	11
	Cas ordinaire des pièces tournant ou glissant dans une bague ou palier (bon graissage assuré).			e		7	8	9	
				f	6	6-7	7		
Pièces avec guidage précis pour mouvements de faible amplitude.			g	5	6				
Pièces immobiles l'une par rapport à l'autre	Démontage et remontage possible sans détérioration des pièces	L'assemblage ne peut pas transmettre d'effort	Mise en place possible à la main	h	5	6	7	8	
			Mise en place au maillet	js	5	6			
		L'assemblage peut transmettre des efforts	Mise en place à la presse	k	5				
			Mise en place à la presse ou par dilatation (vérifier que les contraintes imposées au métal ne dépassent pas la limite élastique)	m		6			
	Démontage impossible sans détérioration des pièces	L'assemblage peut transmettre des efforts	Mise en place à la presse	p		6			
			Mise en place à la presse ou par dilatation (vérifier que les contraintes imposées au métal ne dépassent pas la limite élastique)	s			7		
				u			7		
				x			7		

Références bibliographiques

- [1] « Dalmec Industrial Manipulators and Material Handling », DALMEC- Industrial Manipulators and Material Handling - Manual lifts for the ergonomic handling of loads in weightless condition. Dalmec zero gravity balancers. <https://www.dalmec.com/> (consulté le 13 janvier 2022).
- [2] W. puretec.bz, « PURTEC - Fördertechnik, Hebehilfen, Manipulatoren, Greifer, Hubachsen, Handhabungssysteme HOME ». <http://www.purtec.bz/> (consulté le 13 janvier 2022).
- [3] « Déplacement manuel de charges avec INDEVA », Indeva Group. <https://www.indevagroup.fr/> (consulté le 13 janvier 2022).
- [4] « Bien choisir un manipulateur industriel », Guides d'achat DirectIndustry, 29 août 2019. <http://guide.directindustry.com/fr/bien-choisir-un-manipulateur-industriel/> (consulté le 17 janvier 2022).
- [5] « chapitre-1-systeme-robotisc3a9.pdf ». Consulté le: 16 avril 2022. [En ligne]. Disponible sur:<https://chellynizarblog.files.wordpress.com/2015/10/chapitre-1-systeme-robotisc3a9.pdf>
- [6] « Moteur électrique : principe et caractéristiques - Ooreka ». <https://achat-voiture.ooreka.fr/comprendre/moteur-electrique?fbclid=IwAR0X-omvVdC4A8Ki17ytWsyDXgTcoNkt6nxZ-wE2XVvEhdZqMIniBpelCiE> (consulté le 14 avril 2022).
- [7] « Le fonctionnement des moteurs électriques ». <https://www.industrie-techno.com/article/le-fonctionnement-des-moteurs-electriques.12238?fbclid=IwAR0UY-87Z2EjAfS-ys8EmvR5FuPmY9D2pxsoX81SZptUsD5yrlTgMyF04qA> (consulté le 14 avril 2022).
- [8] « Chap07 - Les moteurs pas a pas.pdf ». Consulté le: 19 avril 2022. [En ligne]. Disponible sur:<https://www.chireux.fr/mp/cours/electromecanique/Chap07%20-%20Les%20moteurs%20pas%20a%20pas>
- [9] « cours-MAT.pdf ». Consulté le: 19 avril 2022. [En ligne]. Disponible sur: <http://mach.elec.free.fr/mat/cours-MAT.pdf>

- [10] D. Abdallah, « LA MACHINE A COURANT CONTINU », Institut des Science et Technique Appliquées Université Frères Mentouri Constantine 1, p. 26.
- [11] « machine synchrone.pdf ». Consulté le: 20 avril 2022. [En ligne]. Disponible sur: https://www4.ac-nancy-metz.fr/cpge-pmf-epinal/Cours_TD_SII/Elec/machine%20synchrone.pdf
- [12] LuceHydro, « Qu'est-ce qu'un vérin hydraulique ? - Définition », Luce Hydro, 6 octobre 2020. <https://www.luce-hydro.fr/definition-verin-hydraulique/> (consulté le 17 septembre 2022).
- [13] J.-L. FANCHON, guide de mécanique, Isabelle Hannebicque. NATHAN, 1996.
- [14] « Schema_cinematique.pdf ». Consulté le: 9 février 2022. [En ligne]. Disponible sur: http://tsi.ljf.free.fr/ATS/docs/S2I/CI4B/Schema_cinematique.pdf
- [15] S. Boutaani, « Cours de robotique industrielle Master 1 FMP.Université de Béjaia ». 2020.
- [16] Y. Houtmann, « Décomposition avancée de modèles numériques CAO pour le procédé de Stratoconception. Développement des outils associés », p. 146.
- [17] P. Boisseau, la conception mécanique: méthodologie et optimisation. 2016.
- [18] B. Alain, Fabrication assistée par ordinateur, LAVOISIER. 11,RUE Lavoisier,75008 Paris, 2003.
- [19] N. Cheikh, « Cours de CFAO1, Université de Tlemcen, Algérie. » 2011.
- [20] A. Cheikh, « Cours Programmation DNC et FAO, Université de Tlemcen ». 2012.
- [21] W. Derigent, « Méthodologie de passage d'un modèle CAO vers un modèle FAO pour des pièces aéronautiques:Prototype logiciel dans le cadre du projet USIQUICK », p. 225.
- [22] J. Morel, Calcul des structures métalliques selon l'eurocode 3, EYROLLES. Paris, 2002.
- [23] I. Kudzma, evaluation of blanks 'quality formed by plasma cutting (doctoral dissertation,Kaunotechnologijosuniversitetas). 2017.
- [24] sous-traiter, « La machine plasma: un fort potentiel pour la découpe de pièces spéciales », Drimex, 7 mars 2019. <https://www.sous-traiter.fr/la-machine-plasma-un-fort-potentiel-pour-la-decoupe-de-pieces-speciales/> (consulté le 17 septembre 2022).

Résumé

Le travail effectué dans ce mémoire porte sur l'exploitation de la conception assistée par ordinateur CAO dans le cadre de la Méthode des Éléments Finis (MEF) d'un manipulateur industriel qui assure une manutention facile d'une bobine de papier .Ou on a proposé une solution technique afin de développer un modèle de pince qui a pour satisfaire le besoin de manutention des bobines, on a commencé par définir un avant-projet ensuite une détermination des sous-ensembles du système ainsi que leurs dimensionnements. Cette étape a été complétée par une analyse de conception effectuée sur SOLIDWORDS simulation. Cette étude s'est achevée par la génération d'un G-code à l'aide d'un logiciel de FAO afin de lancer la fabrication de la pince du manipulateur. Ce modèle de pince peut être utilisé pour la manutention d'autres pièces de même forme géométrique des bobines.

Mots clés : manipulateur industriel, dimensionnement, CAO, méthode des éléments finis, simulation, G-code, FAO.

Abstract

The work carried out in this dissertation relates to the exploitation of CAD computer-aided design within the framework of the Finite Element Method (FEM) of an industrial manipulator which ensures easy handling of a roll of paper. proposed a technical solution in order to develop a model of gripper which has to satisfy the need for handling the coils, we started by defining a preliminary project then a determination of the sub-assemblies of the system as well as their dimensions. This step was completed by a design analysis carried out on SOLIDWORDS simulation. This study ended with the generation of a G-code using CAM software to launch the manufacture of the manipulator gripper. This gripper model can be used for handling other parts with the same geometric shape of coils.

Keywords: industrial manipulator, dimensioning, CAD, finite element method, simulation, G-code, CAM.